

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»
УДК _____

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

_____ Г. Б. Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” _____ 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Аналіз комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції з використанням низькотемпературних джерел енергії

Виконав (-ла): студент (-ка) II курсу, групи ТП – 71 мн

Ословський Сергій Олексійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

_____ (підпис)

Науковий керівник проф., д.т.н., Безродний Михайло Костянтинович
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант з мат. моделювання к.т.н. Соломаха А.С.
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

(підпис)

Київ – 2019 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»

Спеціалізація «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Г. Б. Варламов
(підпис) (ініціали, прізвище)

« ____ » _____ 2018 р.

ЗАВДАННЯ
на магістерську дисертацію студенту
Ословському Сергію Олексійовичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації «Аналіз комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції з використанням низькотемпературних джерел енергії»,

науковий керівник дисертації Безродний Михайло Костянтинович, д. т. н., проф.,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 20__ р. № _____

2. Термін подання студентом дисертації 20.05.2019 р.

3. Об'єкт дослідження Опалення та вентиляція будівель громадського та промислового призначення за допомогою теплових насосів з використанням різних джерел теплоти _____

4. Предмет дослідження Аналіз термодинамічної ефективності використання додаткових низькотемпературних джерел теплоти в теплонасосних схемах опалення та вентиляції в залежності від змінних визначальних величин роботи системи; дослідити запропоновані схеми на прикладі конкретних об'єктів теплопостачання _____

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Аналізувати сучасний стан та перспективи розвитку теплонасосних технологій в кліматичних умовах України; оцінити термодинамічну ефективність комбінованих схем теплонасосного опалення та вентиляції; залежності порівняння ефективності запропонованих схем із вихідними

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Принципові схеми комбінованих систем теплопостачання на базі теплових насосів; залежності основних критеріїв ефективності роботи схем від визначальних величин їх роботи; плани об'єктів теплопостачання; _____

7. Орієнтовний перелік публікацій Стаття в журналі «Энерготехнологии и ресурсосбережение» - 1 шт. Стаття в журналі «Наукові вісті КПІ» - 1 шт. Стаття в журналі «Енергетика: економіка, технології, екологія» - 1 шт. Тези доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях – 14 шт. Конкурсна робота «Молодь енергетиці» - 2 шт.

8. Консультанти розділів дисертації*

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Соломаха А.С., доцент		

9. Дата видачі завдання _____

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Строк виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1.	Отримання завдання	04.09.18	
2.	Літературний огляд	05.09.18 – 21.09.18	
3.	Оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем опалення та вентиляції	22.09.18 – 11.12.18	
4.	Порівняльний аналіз різних схем	11.12.19– 10.02.19	
5.	Застосування розроблених рішень на прикладі конкретних об'єктів.	10.02.19– 20.03.19	
6.	Розробка стартап-проекту на основі розроблених схем	20.03.19 – 24.04.19	
7.	Оформлення та подання дисертації	20.05.19	

Студент

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

Науковий керівник дисертації

_____ (підпис)

_____ (ініціали, прізвище)

* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Аналіз комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції з використанням низькотемпературних джерел енергії»: 103 с., 31 рис., 25 табл., 2 додатки, 47 джерел.

Об'єкт дослідження – комбіновані теплонасосні системи опалення та вентиляції.

Мета роботи – розробка, дослідження та порівняння енергетичної ефективності комбінованих схем теплозабезпечення на базі теплових насосів з використанням низькотемпературних джерел енергії.

Наведені результати літературного пошуку; економічні та екологічні передумови розвитку теплонасосних технологій в Україні. Проведено аналіз використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах опалення та вентиляції.

Розроблено комбіновані схеми теплонасосного теплозабезпечення з використанням різних джерел. Здійснено термодинамічний аналіз цих схем в залежності від параметрів навколишнього середовища. Проведено порівняльний аналіз енергетичної ефективності всіх запропонованих рішень, визначено найбільш ефективну комбіновану схему.

Розраховано витрату роботи на привід компресора теплового насоса з використанням комбінованої схеми з рекуперацією вентиляційних викидів повітря в холодний період року для конкретного промислового об'єкту теплопостачання. Проаналізовано ефект від використання запропонованого рішення. Визначено кількість увімкнених теплових насосів в залежності від температури зовнішнього повітря. Проведено порівняння з базовою схемою теплонасосного теплопостачання. За результатами проведених досліджень опубліковано 3 статті в наукових виданнях.

Здійснено моделювання розподілу температури та швидкості припливного повітря виробничого приміщення. Знайдений найбільш оптимальне рішення для забезпечення комфортних умов руху повітря в приміщенні цеху.

Розроблено стартап-проект на базі запропонованих рішень, щодо застосування теплонасосних технологій в умовах українського ринку. Розраховано основні витрати та надходження, спрогнозовано основні фактори ризику. Проаналізовано термін окупності, проведено SWOT-аналіз проекту, створено бізнес-модель.

Ключові слова: тепловий насос, ґрунтовий колектор, низькотемпературні джерела енергії, опалення, вентиляція, геотермальна енергія, термодинамічна ефективність, стічні води, вентиляційні викиди, атмосферне повітря, питомі затрати зовнішньої енергії.

АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Анализ комбинированных теплонасосных систем отопления и вентиляции с использованием низкотемпературных источников энергии»: 103 с., 31 рис., 25 табл., 2 приложения, 47 источников.

Объект исследования – комбинированные теплонасосные системы отопления и вентиляции.

Цель работы - разработка, исследования и сравнения энергетической эффективности комбинированных схем теплоснабжения на базе тепловых насосов с использованием низкотемпературных источников энергии.

Приведенные результаты литературного поиска; экономические и экологические предпосылки развития теплонасосных технологий в Украине. Проведен анализ использования низкопотенциального источника теплоты в теплонасосных системах отопления и вентиляции.

Разработаны комбинированные схемы теплонасосного тепло с использованием различных низкопотенциальных источников. Осуществлен термодинамический анализ этих схем в зависимости от параметров окружающей среды. Проведен сравнительный анализ энергетической эффективности всех предложенных решений, определены наиболее эффективную комбинированную схему.

Рассчитан расход работы на привод компрессора теплового насоса с использованием комбинированной схемы с рекуперацией вентиляционных выбросов воздуха в холодный период года для конкретного промышленного объекта теплоснабжения. Определено количество включенных тепловых насосов в зависимости от температуры наружного воздуха. Проведено сравнение с базовой схеме теплонасосного теплоснабжения. По результатам проведенного досрочного опоздания 3 статьи в научных представлениях.

Осуществлено моделирование распределения температуры и скорости приточного воздуха производственного помещения. Найденный наиболее оптимальное решение для обеспечения комфортных условий движения воздуха в помещении цеха.

Разработан стартап-проект на базе предложенных решений по применению теплонасосных технологий в условиях украинского рынка.

Ключевые слова: тепловой насос, грунтовый коллектор, низкотемпературные источники энергии, отопление, вентиляция, геотермальная энергия, термодинамическая эффективность, сточные воды, вентиляционные выбросы, атмосферный воздух, удельные затраты внешней энергии.

ANNOTATION

Master's dissertation on the topic " Analysis of combined heat pump heating and ventilation systems using low-temperature energy sources": 103 p., 31 figures, 25 tables, 2 appendixes, 47 sources.

The object of research - heat pump systems of heating and ventilation.

The purpose of the work is to develop, research and compare the energy efficiency of combined heat supply schemes based on heat pumps using low-temperature energy sources.

The results of the literary search are given; economic and environmental prerequisites for the development of heat pump technology in Ukraine are given. The analysis of the use of low-potential heat sources in heat pump systems of heating and ventilation is carried out.

Combined heat pump heat supply schemes with different low-potential sources have been developed. The thermodynamic analysis of these schemes is carried out depending on the environmental parameters. A comparative analysis of the energy efficiency of all proposed solutions based on the specific energy consumption per unit of heat was carried out and the most effective combined scheme was determined.

Calculated the expense of work on the drive of the compressor of the heat pump with using a combined scheme with the recuperation of ventilation air emissions in the cold season of the year for a specific industrial heat supply. The effect of the proposed solution is analyzed. The number of heat pumps that are turned on depends on the temperature of the outside air. A comparison has been made with the basic scheme of heat pump heat supply. Following the results of the survey, 3 statistics were published in the science shows.

The simulation of the distribution of temperature and velocity of the inflow air of the production premises is carried out. The most optimal solution has been found to provide comfortable conditions for air movement in the premises of the shop.

A startup project has been developed based on the proposed solutions regarding the application of heat pump technology in the Ukrainian market. The basic expenses and receipts are calculated, the main risk factors are predicted. The payback period has been analyzed, the SWOT-analysis of the project has been carried out, the business model has been created.

Key words: heat pump, ground collector, low temperature energy sources, heating, ventilation, geothermal energy, thermodynamic efficiency, waste water, ventilation emissions, atmospheric air, specific energy consumption.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ.....	9
ВСТУП.....	11
1 АКТУАЛЬНІСТЬ ТА ПРОБЛЕМАТИКА ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ.....	13
1.1 Оцінка сучасного стану речей щодо застосування теплових насосів.....	13
1.2 Економічні та екологічні передумови розвитку теплонасосних технологій в Україні	20
1.3 Аналіз використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах	23
1.4 Визначення основних задач досліджень.....	28
2 ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК.....	29
2.1 Аналіз ефективності комбінованої теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку	29
2.2 Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод.....	38
2.3 Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів.....	49
2.4 Висновки до розділу 2.....	59
3 АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СХЕМИ ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ ВИРОБНИЧОЇ БУДІВЛІ ЗА АДРЕСОЮ М. КИЇВ, ВУЛ. МАГНІТОГОРСЬКА, БУД. 1 «Ч» З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ	61
3.1 Опис об'єкту теплопостачання.....	61
3.2 Результати розрахунків теплових втрат приміщень.....	62
3.3 Вибір моделі теплового насоса.....	63
3.4 Розрахунок зовнішніх затрат енергії на систему теплопостачання. Визначення кількості теплових насосів	64
3.5 Висновки до розділу 3.....	69
4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПРИПЛИВНОГО ТА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ У ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕННІ СКЛАДАЛЬНОГО ЦЕХУ ТОВ «ТЕЛЕВІДЕО» В SOLIDWORKS.....	70
4.1 Схема розподілу повітря з дев'ятьма патрубками для припливної та витяжної системи (підключення на стелі).....	72
4.2 Схема з використанням тринадцяти припливних та витяжних патрубків.....	74
4.3 Схема з використанням одинадцяти припливних та витяжних патрубків (змінений крок).....	76
4.4 Висновки до розділу 4.....	77

5	РОЗРОБКА СТАРТАП – ПРОЕКТУ.....	78
5.1	Резюме проекту.....	78
5.2	Канва моделі стартап-проекту.....	79
5.3	Організація проекту	80
5.4	Ключові види діяльності проекту	81
5.5	Ціннісні пропозиції та споживачі	83
5.6	Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту	86
5.7	Обґрунтування ресурсів та витрат проекту	87
5.8	План робіт та партнери стартап-проекту	89
5.9	Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту	90
5.10	Висновки до розділу 5.....	92
	ВИСНОВКИ.....	93
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ.....	95
	ДОДАТОК А. ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ	98
	ДОДАТОК Б. СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ.....	99

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

Умовні позначення

h – ентальпія;

d – вологовміст;

G – масова витрата;

t, T – температура;

G – масова витрата;

K – коефіцієнт рециркуляції, відносна частка повітря, кратність струму;

ϕ – коефіцієнт трансформації теплового насосу;

Q – тепловий потік, теплове навантаження, тепла потужність;

L – електрична потужність, відстань;

ε – холодильний коефіцієнт;

c – теплоємність;

ρ – густина;

F, S – площа;

V – об'ємна витрата повітря;

m – масова витрата;

a – довжина;

b – ширина;

c – висота;

w – швидкість;

U – напруга;

r – опір;

I – сила струму;

S – площа поперечного перерізу;

τ – час;

N – кількість.

Індекси

Нижні:

заг – загальний;

в, вип – випарник;
к, кон – конденсатор;
кз – камера змішування, коротке замикання;
відх – відхідний;
рец – рециркуляція;
вол – волога;
сп – сухе повітря;
вод – вода;
пов – повітря;
сх – схема;
хол – холодильний;
сум – суміш;
р – рециркуляційний;
д – дійсний;
п – приміщення;
сум.пр. – суміжні приміщення;
ф – фаза;
н – нульовий;
ном – номінальний;
N – кількість.

Верхні:

тн – тепловий насос.

Скорочення

ТН – тепловий насос;
ТНС – теплонасосна система;
ТНУ – теплонасосна установка;
СКП – системи кондиціонування повітря;
ККД – коефіцієнт корисної дії;
КЗ – камера змішування, коротке замикання;
ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина;

ВСТУП

На даному етапі розвитку людської думки, коли суспільство починає усвідомлювати, що проблема наростаючого дефіциту природних енергоресурсів має місце, а ціни на них нестримно зростають, і будуть рости надалі, впровадження енергозберігаючих технологій генерації теплоти і використання нетрадиційних і відновлюваних енергетичних джерел стає не стільки популярним, скільки життєво необхідним рішенням, що напряду переключиться з прямою загрозою світового екологічного колапсу.

Зробивши висновки з наслідків енергетичних криз, уряди більшості розвинених країн завчасно готували свою економіку для існування в епоху дефіциту запасів нафти і газу. Наприклад, за [1] в Швеції питання енергозбереження почали широко реалізовуватися з моменту нафтової енергетичної кризи 1970 року, і за 43 роки країні вдалося істотно знизити залежність енергетичної галузі промисловості від органічного і ядерного палива. Так, якщо в 1970 році більше 80% теплової енергії в Швеції вироблялося з викопного вуглеводневого палива, то вже до 2012 року в результаті впровадження енергозберігаючих технологій і переходу на нетрадиційні джерела енергії ця частка знизилася до 32%. А до 2020 року, за заявою міністра енергетики [1], спалювання газу, вугілля та рідкого палива буде повністю виключено з процесів генерації теплоти для комунальних потреб в системах опалення та гарячого водопостачання країни. Одним із шляхів досягнення таких результатів є широкомасштабне впровадження теплонасосних технологій.

Теплонасосні установки (ТНУ) є екологічно чистими, зручними в експлуатації, універсальними по виду низькопотенційного джерела і рівню виробленої потужності, повністю автоматизованими і з тривалим терміном служби.

Перераховані переваги теплонасосних установок зумовили їх широке поширення в світі. Десятки мільйонів одиниць успішно [2] працюючих в світі теплонасосних установок різного функціонального призначення зробили сьогодні цю технологію виробництва теплоти звичною, надійною і економічно доцільною для її користувачів.

Теплоту, що генерується в теплонасосній установці, раціонально використовувати, перш за все, в житлово-комунальному секторі економіки, де дороге і дефіцитне органічне паливо споживається у величезних кількостях.

В економіці України ці проблеми проявляються особливо гостро, так як для генерації теплоти комунального призначення, обсяг якої в загальному енергетичному балансі країни становить близько 55%, витрачається більше 27% споживаного палива [1]. До того ж ця галузь

економіки є найбільш технічно відсталою з цілого ряду причин технічного, економічного та екологічного характеру.

Широкомасштабне використання теплових насосів є стрижнем енергозберігаючої політики більшості країн ЄС, Америки, Азії, Австралії. Стабільно збільшуються число впроваджених теплових насосів в системах теплопостачання односімейних і багатоквартирних житлових будинків, адміністративних, соціальних і промислових будівель, в технологічних процесах промисловості і сільського господарства, сприяє успішному вирішенню проблем економічного (зниження застосування органічного палива), екологічного (зниження викидів парникових газів) і соціального (зниження тарифів на комунальні послуги та створення комфортних умов життя і роботи) характеру.

У жителів же України, де до недавнього часу мав місце достаток органічного палива при його порівняно дешевій ціні, виробився, на жаль, стереотип зневажливого ставлення до енергозберігаючих технологій як таких. Число впроваджених теплонасосних установок (не рахуючи реверсивні кондиціонери, що працюють в режимі теплового насоса) оцінюється декількома сотнями штук [2], а опалення приміщень за рахунок енергії низькотемпературних природних джерел (теплоти атмосферного повітря, ґрунту, природних водойм) поки розглядається рядовим споживачем як екзотика, доступна забезпеченим сім'ям. У той же час, низька енергетична ефективність вітчизняного теплопостачання, що супроводжується марнотратним використанням теплоти у споживачів (втрати при транспортуванні, втрати через огорожувальні конструкції будівель, великий потенціал низькотемпературних викидів) провокує колосальні витрати енергії, що призводять до необхідності нарощування видобутку і спалювання величезних «зайвих» кількостей дорогого вуглеводневого палива. Загострюються екологічні проблеми, пов'язані зі збільшенням викидів шкідливих та парникових газів, зі скиданням погано очищених стоків. Зайві енерговитрати і величезні втрати теплоти призводять до необґрунтованого подорожчання комунальних тарифів і послуг і до небажаного соціального напруження в суспільстві.

1 АКТУАЛЬНІСТЬ ТА ПРОБЛЕМАТИКА ВПРОВАДЖЕННЯ ТЕПЛОНАСОСНИХ ТЕХНОЛОГІЙ В СИСТЕМАХ ОПАЛЕННЯ ТА ВЕНТИЛЯЦІЇ

1.1 Оцінка сучасного стану речей щодо застосування теплових насосів

Сьогоднішня економічна і енергетична ситуація в Україні і технічний рівень, досягнутий в світовому енергобудівництві, сприяє широкому застосуванню теплонасосних технологій в вітчизняному ЖКГ, промисловості, сільському господарстві, що дозволило б істотно знизити залежність країни від імпортованого газу. Але дані амбіції дуже часто розбиваються об бюрократичні та політичні фактори, від яких багато в чому залежить впровадження енергозберігаючих теплонасосних технологій. Піднімаються питання повернення до минулого, до переведення вітчизняних ТЕЦ і районних котельних на вугілля, або до збільшення видобутку газу з використанням ні технічно, ні економічно, ні екологічно не обґрунтованої і неперевіреної в достатній мірі для українських умов дорогої технології видобутку сланцевого газу, або застосування марнотратного електричного опалення. Все це вимагає великих додаткових капіталовкладень, яких сьогодні в Україні немає. Як результат, в Україні немає власного виробництва теплонасосного обладнання, що відповідає за технічною досконалістю світовим стандартам, відсутні законодавчі або економічні ініціативи впровадження ТНУ, не передбачено державне фінансування для реалізації пілотних проектів, які могли б бути хорошою рекламою і стимулом широкомасштабного застосування теплонасосної техніки.

Оцінюючи ситуацію, що склалася, можна констатувати, що впровадження теплонасосного обладнання в Україні, безсумнівно, відбудеться, проте в найближчі 4-6 років воно буде проходити в основному за рахунок застосування імпортової техніки. Практично вже сьогодні на українському ринку присутнє теплонасосне обладнання більшості світових виробників [2] і важливо грамотно зорієнтувати вітчизняного споживача щодо умов ефективності використання схем теплопостачання на базі теплових насосів.

Питаннями проектування, виготовлення і впровадження теплонасосної техніки займаються найбільші енергетичні корпорації Японії, США, Канади, Китаю, країн ЄС. Міжнародне Енергетичне Агентство (МЕА, латинська аббревіатура IEA), куди асоційованими членами входять 28 енергетично розвинених країн і, метою діяльності якого є забезпечення світової енергетичної безпеки і пошук шляхів поліпшення екології планети, поступово стає головним координатором політики впровадження теплонасосних технологій. Агентством регулярно публікується міжнародний огляд «Перспективи енергетичних технологій» (Energy Technology perspectives, ETP), видається міжнародний журнал «Теплові насоси» і проводяться міжнародні конференції, симпозіуми, виставки і семінари, пов'язані з аналізом застосування

передових теплонасосних технологій. По ряду програм, здійснюються роботи з наукових досліджень і прискорення впровадження інноваційних розробок в системи опалення, кондиціонування, вентиляції, гарячого водопостачання. Деякі з проєктів в рамках цих Додатків фінансуються. Координується діяльність МЕА з Європейською асоціацією теплових насосів (ЕНРА), з регіональними національними комітетами практично всіх зацікавлених країн. Така політика дає можливість урядам країн, що входять і не входять в МЕА, об'єднувати ресурси і сприяти розробці і впровадженню передових теплонасосних технологій.

В оглядових доповідях, представлених в матеріалах трьох останніх конференцій МЕА (в 2014 році у Токіо в 2016 році у Лас-Вегасі, в 2018 році у Цюриху) одностайно відзначається, що, незважаючи на високий відсоток вже використовуваних теплових насосів, перспективи їх застосування « стабільно райдужні » [3, 4, 5].

Областями раціонального застосування теплових насосів є інженерні системи життєзабезпечення об'єктів житлового комплексу (котеджі, односімейні та багатоквартирні будинки), об'єктів соціального призначення (офісні будівлі, готелі, школи, лікарні, санаторії, спортивні комплекси, торгові та розважальні центри), виробничих і адміністративних приміщень, об'єктів агропромислового комплексу, технологічні процеси промисловості.

Останні досягнення в створенні високотемпературних, потужних і високоефективних теплових насосів дозволяють говорити про можливість ширшої інтеграції останніх в сектори централізованого теплопостачання та енергетичного комплексу.

Однак найбільша увага в світі приділяється застосуванню теплонасосних технологій при генерації комунальної теплоти. У доповідях конференцій підкреслюється, що загальна світова тенденція в системах теплопостачання житлових будинків, як основного споживача енергоресурсів, характеризується стабільним збільшенням числа працюючих тут теплових насосів. Наприклад, за [4] збільшення частки впроваджених теплових насосів в системах опалення США з 24% в 1988 році до 42% в 2008 році в порівнянні з використанням традиційних теплогенераторів, що працюють на спалюванні органічного палива.

За період з 2020 року по 2030 рік в Німеччині очікується триразове збільшення продажів ТНУ і зниження продажу опалювальних котлів з 84% до 57% [5]. У Франції, за той же період часу, прогнозується зростання впровадження теплових насосів в системах опалення в два рази і зниження продажів котлів з 82% до 67% [5]. У 2010 році в Швеції було продано 127 570 теплових насосів [5]. Газових і рідкопаливних котлів було продано на 2000 менше. У Великобританії ринок теплових насосів показав стрімкий розвиток, досягнувши в 2010 році величини 18480 проданих одиниць [5].

На енергетичному ринку Європи з 2008 року Франція витіснила Швецію з першого місця по впровадженню теплонасосного обладнання, хоча у останньої досить стабільні показники його застосування були протягом 5 років.

Починають інтенсивно рости ринки теплових насосів в Східній Європі (країнах Прибалтики, Росії, Білорусії).

Цікаво зауважити, що на міжнародних виставках передові компанії з котлобудування в якості експоната номер один почали виставляти створені ними теплові насоси.

Зростання світового ринку теплових насосів, крім переваг даної технології в енергетичному та екологічному аспектах, пояснюється також:

- посиленням вимог до енергоефективності теплоенергетичного обладнання і до термоізоляції будівель,
- введенням урядами ряду країн пільгових законодавчих актів і національних програм, які заохочують впровадження енергозберігаючого та екологічно чистого обладнання, що використовує відновлювальні джерела енергії,
- флуктуаціями цін на нафту, газ і перебоями з поставками природного вуглеводневого палива.

З аналізу оглядових доповідей трьох останніх міжнародних конференцій [3, 4, 5] випливає, що вектор виробництва теплонасосного обладнання в останні роки поступово переміщається на азіатський континент. Японські компанії (Daikin, Mitsubishi Electric і Hitachi), південно-корейські (LG і Samsung), китайські (Midea і Gree) успішно вийшли на європейський ринок і зміцнюють тут свої позиції.

Світовий ринок продажів базується на повітряних теплових насосах типу «повітря-повітря» і «повітря-вода», де в якості джерела енергії використовується атмосферне повітря, на водяних типу «вода-вода» з використанням енергії води природних і штучних водойм і на геотермальних теплових насосах типу «вода-вода» або «розсіл-вода» з використанням енергії ґрунту та ґрунтових вод.

Геотермальні або ґрунтові теплові насоси (Geothermal heat pump або Ground-source heat pump), відбирають низькопотенційну теплоту, накопичену в приповерхневих шарах ґрунту за допомогою горизонтальних колекторів або тепло глибинних шарів за допомогою вертикальних зондів. Джерело доступне, досить універсальне, термічно стабільне і ефективне. На глибині декількох метрів температура ґрунту практично не залежить від сезонних коливань температур зовнішнього повітря.

У країнах ЄС на 2009 рік встановлено понад мільйон геотермальних теплових насосів [5]. У Норвегії, наприклад, числа теплових насосів з ґрунтовими теплообмінниками в 2003- 2005 роках щорічно подвоювалося [5]. Зростає кількість діючих геотермальних установок в Канаді,

США, де їх застосування активно підтримується урядом, істотна державна підтримка застосування геотермальних теплових насосів реалізується також в Китаї [5].

Інженери компанії «Данфосс» розробили і представили на ринок третє покоління геотермальних теплових насосів. Новий DHP-H / L Opti Pro + знімає низькопотенційну енергію з свердловин, горизонтальних колекторів, в водоймах. Революційна технологія дозволяє споживачам скоротити витрати на теплопостачання до 75% [6].

В останні роки велика увага приділяється вивченню питань експлуатації, вдосконалення конструкції ТН і систем відбору низькопотенційної теплоти, питань подальшого підвищення енергетичної ефективності ґрунтових ТНУ. Необхідно враховувати, що при багатьох перевагах ґрунтових теплових насосів, крім власної вартості ТНУ, замовник оплачує дорогі земельні роботи, вартість тисяч метрів поліетиленових труб, що укладаються в землю і тонни незамерзаючої рідини, яка використовується як теплоносій зовнішнього контуру. Крім того потрібна територія для розміщення системи відбору низькопотенційної теплоти. В результаті часто вартість робіт по організації системи відбору низько потенційного ґрунтового теплоти порівнянна з вартістю самого теплового насоса. Всі аспекти згадані вище, ставлять все нові й нові задачі для розробки нових та вдосконалення вже існуючих теплонасосних схем теплозабезпечення. Такі рішення можуть суттєво вплинути на капітальні разові витрати для інсталяції ТНУ, внаслідок підвищення енергоефективності роботи всієї схеми теплопостачання.

Зручним джерелом теплоти є природні незамерзаючі водойми, неглибоко залягаючі термальні води або стічні води техногенного характеру. Теплові насоси з водою в якості джерела енергії (Water-source heat pump - WSHP), по конструкції багато в чому аналогічні ґрунтовим ТНУ. При використанні в якості джерела теплоти води водойми контур поліетиленових труб укладається на його дно. Коефіцієнт перетворення енергії тепловим насосом майже такий же, як при відборі теплоти від ґрунту, але система відбору низько потенційної теплоти від води менш витратна і більш ефективна, хоча має ряд особливостей, і довіряти її монтаж краще фахівцям з досвідом.

У Норвегії теплові насоси нового покоління Neat Pump [6], відбираючи теплоту з морської води, забезпечують централізоване теплопостачання багатьох приморських міст.

У повітряних теплових насосах (Air-source heat pump - ASHP) в якості джерела теплоти низького потенціалу використовують атмосферне повітря або скидне повітря систем вентиляції. Використання атмосферного повітря дуже перспективне в країнах з м'яким кліматом, проте його застосування в системах опалення України, за винятком Південного берега Криму, є досить проблематичним. Зі зниженням температур зовнішнього повітря в зимовий період зростають теплові навантаження - ефективна робота теплового насоса не

забезпечується. Так, при температурі мінус 20 ° С, теплопродуктивність теплового насоса знижується на 40% від номінального значення, зазначеного в специфікації приладу і виміряного при тестовій температурі + 7 ° С. Саме з цієї причини повітряні теплові насоси не застосовувалися в країнах з холодними зимами як повноцінний нагрівальний прилад. Поява на ринку нових низькотемпературних повітряних теплових насосів серії ZubaDan Inverter Mitsubishi Electric [7] докорінно змінило ситуацію і якісно вплинуло на споживчі пріоритети і структуру європейського ринку. Теплові насоси цієї серії пройшли успішні випробування в 2008-2012 роках в умовах суворого зимового клімату в самій Японії (острів Хоккайдо), в Фінляндії, Росії (Волгоградська область). Теплопродуктивність теплового насоса підтримувалася стабільною до температур мінус 15°C, а працездатність до мінус 23 і навіть, в ряді випадків, до мінус 30°C. При цьому середньо сезонний коефіцієнт перетворення енергії (COP) досягав величини 3,5. Але все ж повітряні теплові насоси в умовах холодного клімату мають значно нижчу ефективність ніж ґрунтові ТНУ, попри впровадження нових розробок – компресорів інверторного типу.

Перший тепловий насос «повітря-вода» (ATW), поставлений на європейський ринок японською компанією Sanyo, був розроблений для природного холодоагенту CO₂. Перевагами використання CO₂ є можливість забезпечення більш високої температури нагріву води (65°C - 90°C) і високу ефективність установки при низьких зовнішніх температурах (нижче -6°C). При високих зовнішніх температурах і малій різниці тисків в холодильному контурі теплових насосів «повітря-вода» більш ефективним може виявитися використання холодоагенту R-410A, хоча в Китаї віддають перевагу холодоагенту R 22.

Спочатку тепловий насос "повітря-вода" був представлений двоблочною системою, що об'єднує зовнішній блок власне фреонового теплового насоса і внутрішній гідравлічний модуль. Не так давно в доповнення до двоблочної конструкції були розроблені моноблочні системи, що містять в єдиному корпусі холодильну машину, гідравлічні компоненти (в т.ч. циркуляційний насос і розширювальний бак), резервний калорифер і систему управління. Монтаж такого теплового насоса не становить труднощів, тому що весь холодильний контур зосереджений в зовнішньому блоці заводського виконання і була потрібна тільки прокладка водяних трубопроводів.

Однією з найбільш важливих характеристик теплового насоса є температура гарячої води на виході. Залежно від її значення теплові насоси в застосуванні до повітряного опалення підрозділяються на низькотемпературні (50 °С - 59 °С), середньотемпературні (60 °С - 69 °С) і високотемпературні (вище 70 °С). В установках, що працюють на холодоагенті R-410A, температура виходу гарячої води може бути 50 °С або трохи вище (залежно від параметрів

зовнішнього повітря). Така температура теплоносія придатна для систем підлогового і панельного опалення, але є недостатньою при виробництві побутової гарячої води.

Новітній повітряний тепловий насос «Q-ton», розроблений інженерами Mitsubishi Heavy Industries, Ltd здатний підготувати гарячу воду з температурою від 60°C до 90°C за рахунок унікальних властивостей холодоагенту R744 (CO₂), що використовується в парокомпресійному циклі.

Ринок теплових насосів ATW, незважаючи на його коротку історію, має величезний потенціал і неухильно зростає.

Якщо кількості теплоти, одержуваної від контуру теплового насоса, все ж недостатньо для опалення приміщення в сильні морози, практикується бівалентна схема опалення, коли в роботу включається другий генератор тепла, найчастіше це невеликий електронагрівач або газовий котел. Основним показником доцільності застосування теплових насосів є їх конкурентоспроможність з традиційними теплогенераторами, що залежить від функціонального призначення і великого числа факторів термодинамічного, конструктивного, економічного характеру, і фактору екологічного впливу на навколишнє середовище.

У кожному конкретному проєкті тільки на підставі техніко-економічних розрахунків визначається доцільність впровадження ТНУ конкретного типу для конкретного споживача з конкретним видом низькопотенційного теплоносія. Спрощений підхід до підбору потужностей і комплектуючих, до вибору схемних рішень, до монтажу та сервісного обслуговування щодо дорогих ТНУ може привести до дискредитації самої ідеї використання теплонасосних технологій вітчизняним споживачем. Тому актуальним наразі є питання розробки і впровадження нових схемних рішень застосування ТНУ. Ринок потребує спеціалістів в цій галузі, які мають змогу запропонувати конкурентні рішення, мають достатньо компетенцій для відстоювання цих рішень і подальшого їх втілення.

Боротьба за ринок призводить до безперервного вдосконалення експлуатаційних характеристик теплових насосів, підвищення їх надійності та довговічності. Удосконалення теплових насосів в останні роки характеризувалося поліпшенням ефективності перетворення енергії і підвищенням температури генерується теплоносія, збільшенням одиничної потужності агрегатів і зниженням первинних капіталовкладень в ТНУ.

Ефективність перетворення енергії в тепловому насосі, що оцінюється тестовим коефіцієнтом COP, вважається визначальною характеристикою його конкурентоспроможності.

Що стосується ефективності повітряних низькотемпературних ТН нового покоління, то тут тестова величина COP знаходиться на рівні 4,0 [8], але це тільки задекларована величина, коли діло доходить до експлуатації ТНУ в реальних умовах зими помірного клімату для потреб опалення, ці показники значно падають.

На сьогоднішній день собівартість теплового насоса залишається все ж вище, собівартості традиційної опалювальної системи, що працює на викопному паливі. Тому головним чином за рахунок енергетичної ефективності, а також глибинного підходу до розробки схемних рішень комбінації різних джерел теплового насосу можливо забезпечити вигравш по терміну окупності (рис. 4). У матеріалах конференцій MEA [3, 4, 5] і на сторінках журналу Heat Pump Centre наводяться приклади впроваджених ТНУ з терміном окупності від 9 місяців до 2 років. Однак, далеко не всі потенційні споживачі теплових насосів володіють цією інформацією.

Експерти вважають, що технології теплових насосів ще знаходяться в стадії безперервного вдосконалення [9] і можна очікувати 2-3 кратного підвищення їх ефективності в період до 2030 року.

В даний час нагальною потребою є розробка і вдосконалення енергетичних технологій та комбінованих схем теплопостачання з низькими викидами двоокису вуглецю та високою енергоефективністю, які допоможуть у вирішенні глобальних світових проблем, пов'язаних з енергетичною безпекою, змінами клімату і, звичайно, з економічним розвитком. Захист навколишнього середовища, зниження викидів токсичних газів і CO₂ завдяки застосуванню теплонасосних технологій є основними темами останніх світових конференцій і прикладних Програм MEA. За розрахунками експертів встановлення теплових насосів замість традиційних систем генерації комунальної теплоти скоротить викиди CO₂ до 2050 року на 770 метричних мегатонн.

Метою співробітництва країн-членів MEA є розвиток і освоєння ключових технологій, які дозволять досягти 50% скорочення викидів вуглекислого газу в енергетиці до 2050 року. Провідна роль в цьому відводиться застосуванню теплових насосів.

Європейський Союз затвердив в 2008 р Директиву (RES 2020) [10], згідно з якою повітряні і геотермальні теплові насоси, як системи, що використовують відновлювану енергію, зараховані за привілеями енергоефективності до класу сонячних батарей і вітроустановок. Це спонукало багато країн до розробки і застосування додаткових дотаційних та пільгових програм і законодавчих ініціатив, що стимулюють застосування теплонасосних технологій. Необхідно нагадати, що стимулювання на урядовому рівні було і залишається головним фактором широкомасштабного впровадження теплонасосних технологій.

Державна програма з енергозбереження в Великобританії (ECA Scheme) дозволяє інвесторам отримувати податкові пільги за умови впровадження енергоефективного обладнання при COP не нижче 3,7.

Так, за даними [9] у Бельгії на установку теплових насосів дається субсидія в розмірі 75% від його вартості; в Японії субсидія від 450 доларів США покладається на установку

побутового теплового насоса і від 1500 до 2300 доларів США на установку промислового ТН; а у Франції дається податковий кредит в розмірі 50% вартості ТН.

Слід зазначити, що заохочується тільки впровадження теплових насосів високої енергоефективності.

Сучасні досягнення в галузі будівництва теплових насосів, кваліфіковане проектування і грамотна експлуатація поряд з допомогою держави, роблять теплонасосні технології раціональними і конкурентоспроможними.

1.2 Економічні та екологічні передумови розвитку теплонасосних технологій в Україні

Нові стандарти будівництва енергоефективних та пасивних будинків, які змінюють енергетичну політику ЄС до 2025 року, звичайно, торкнуться і України. Швидке і постійне зростання цін на природний газ протягом багатьох років зробило економічно неспроможними системи централізованого теплопостачання України. Основні зміни за 5-7 наступних років, безумовно, відбудуться в секторі житлових і бюджетних будівель [11].

На міжнародній конференції «Теплові насоси в країнах СНД», що пройшла в травні 2013 року в Алушті (Крим) заявлено, що в секторі ЖКГ революційні перетворення будуть пов'язані з багаторазовим зниженням потреби будівель в тепловій енергії і з переходом від роздільних унітарних інженерних систем до комплексних інженерних систем кліматизації. Одним із шляхів в реалізації цієї мети в Україні є термомодернізація житлових будинків і, що впливає звідси, раціональність використання теплових насосів. Оцінено, що в період до 2030 року необхідно буде виконати утеплення приблизно 250000- 300000 багатоповерхових вітчизняних будівель [11]. А теплим будівлям XXI століття вже не будуть потрібні ТЕЦ і районні котельні. Для опалення, кондиціонування, вентиляції і гарячого водопостачання будуть використовуватися теплонасосні технології, як більш енергетично-, екологічно-й економічно вигідні при виробництві тепла і холоду в порівнянні з існуючими технологіями прямого спалювання вуглеводневого. Як двигун внутрішнього згоряння свого часу змінив паровий двигун, так теплові насоси сьогодні витісняють з ринку опалення теплові котли.

Модель синхронної термомодернізації будівель та інноваційних систем теплопостачання є для України найкращою і заслуговує серйозної уваги. При цьому широкомасштабне впровадження теплових насосів найбільш простий, надійний і головне перевірений шлях, що веде до повної відмови від використання природного газу в житлово-комунальному секторі та до істотного зниження тарифів на теплопостачання. Однак, незважаючи на гучні заяви від Уряду до районних адміністрацій, про підтримку теплонасосних технологій в Україні, їх впровадження проходить дуже мляво.

Спробуємо проаналізувати причини, за якими теплові насоси виявляються незатребуваними в умовах України. Авторами [12, 13] відзначалися об'єктивні і суб'єктивні чинники, що зумовили таку ситуацію. Здавалося б, сьогодні усунутий головний об'єктивний фактор - низька ціна на вуглеводневе паливо, за минулі роки зросла інформованість вітчизняного споживача про переваги ТН технологій, відома успішна робота сотень теплонасосних установок різного функціонального призначення, однак широкомасштабного впровадження теплових насосів не відбувається.

Як і раніше, головною перешкодою на шляху широкомасштабного впровадження ТНУ залишаються високі початкові капіталовкладення. Про це говорить вартість теплонасосного обладнання на українському ринку і питомі капіталовкладення на 1 кВт встановленої теплової потужності. До суб'єктивних причин, що гальмують впровадження ТНУ, можна віднести суперечності між стратегічними інтересами енерговиробляючих компаній, які зацікавлені в максимальному збільшенні обсягу продажів енергетичних ресурсів і інтересами споживача, зацікавленого в мінімізації закупівель останніх. Масове встановлення теплових насосів призведе до зниження споживання теплоти згенерованої за рахунок спалювання органічного палива. Зрозуміло, що на заощаджену енергію виробнику потрібен покупець. У колишньому Радянському Союзі існував баланс між споживанням і попитом, і введення кожної нової потужності був забезпечений планом розвитку регіону. Зростання цін на теплоносії і інтерес до застосування автономних енергогенераторів призводить до порушення цього балансу. Аналіз систем теплопостачання [14] за останні 20 років показує, що збут теплової енергії підприємств централізованого теплопостачання, зменшився в два рази в порівнянні з 1990 роком, що надлишок згенерованої теплової енергії в багатьох містах перевищує на 60-70% її попит, що централізоване гаряче водопостачання залишилося лише в десятці міст України з 450. Широке впровадження теплових насосів посилить порушення цього балансу, і підприємства теплокомуненерго не без підстав побоюються, що споживачі перестануть потребувати їхніх послуг, тобто їх дохід скоротитися. Енергозбереження у споживачів теплової енергії розорє підприємства комунальних теплових мереж, і щоб покрити витрати останні повинні або підвищувати тарифи на теплоту, або боротися з впровадженням енергозберігаючих теплонасосних технологій. Таким чином, енергозбереження у споживача абсолютно не потрібно енерговиробникам.

Недоліком українського енергозбереження є також неможливість отримувати дохід від впровадження енергозберігаючих проектів. Період дії економії на Заході визначається періодом дії проекту, а у нас від колишнього СРСР успадкований принцип річної економії. Через рік вводяться нові нормативи і економія зникає. Принцип «самоінвестування» в даний час залишається головною і невирішеною проблемою. Замість збільшення обсягів

фінансування проектів з фактично одержуваної економії, вони слабо фінансуються за залишковим принципом з бюджетів різних рівнів - від підприємства до держави.

Серед можливих шляхів вирішення проблеми широкомасштабного впровадження теплонасосних технологій, здатних істотно знизити залежність України від імпорту газу, проглядається шлях науково-критичного вивчення вітчизняними фахівцями зарубіжних досягнень в галузі енергозбереження, розробка нових комбінованих схем теплопостачання на базі ТНУ, введення в дію вже готових рішень, що суттєво покращують експлуатаційні характеристики таких систем, застосування теплонасосних технологій в комунальному секторі та, при серйозному об'єктивному обґрунтуванні, їх використання в житті кожного.

На шляху до широкомасштабного впровадження досить чітко проглядаються наступні перешкоди:

- недовік цільових фінансових коштів і інвестицій (державні програми з енергоефективності та по впровадженню теплових насосів практично не фінансуються);
- неефективне стимулювання учасників енергоринку за розробку і впровадження енергозберігаючих проектів та технологій;
- недостатня зацікавленість керівників підприємств в економії енергії та неефективна державна (законодавча) підтримка енергозбереження;
- недостатня інформованість потенційних споживачів про досягнення в галузі енергозбереження;
- відсутність пільгового тарифу на електроенергію для користувачів ТН;
- відсутність в достатньому обсязі нормативної бази;
- низька кваліфікація проєктантів і монтажників ТН обладнання;
- непрогнозованість цін на електроенергію і паливо;
- застаріла методика розрахунку тарифів на теплову та електричну енергію;
- невиконання митними та податковими службами державних вказівок з пільг на ввезення закордонного енергозберігаючого обладнання;
- існування податку на прибуток при впровадженні енергозберігаючих технологій.

Теплонасосна технологія - це не чергова модернізація традиційних енергоджерел, а впровадження нового, прогресивного, високоефективного і екологічно чистого способу отримання теплоти, що дозволяє ефективно заощаджувати органічне паливо, знижувати забруднення навколишнього середовища, покращувати соціальні та побутові умови роботи і життя населення.

Говорити про доцільність впровадження теплових насосів можна в разі, якщо на державному рівні будуть розроблені системні економічні заходи і прораховані ризики для виробника теплової енергії, які розподіляють систему і кінцевого споживача.

1.3 Аналіз використання низькопотенційних джерел теплоти в теплонасосних системах

Як низькопотенційне джерело тепла (НПДТ) можливе використання: витяжного повітря, зовнішнього повітря, ґрунту, стічних вод, підземних вод, поверхневих вод (озера, моря) і т.д. Оптимальний варіант джерела НПДТ визначається в ході аналізу умов розташування проєктованих об'єктів, архітектурно-планувальних рішень і конструктивних параметрів.

У таблиці 1.1 наведена характеристика основних НПДТ для теплових насосів. З приведенного переліку джерел теплоти вигідно відрізняється зовнішнє повітря і ґрунт. по-перше вони є загальнодоступними і абсолютно невичерпним, а, по-друге, мають досить широкий температурний діапазон використання. Але використання повітряних ТНУ в умовах холодних зим є досить проблематичним і малоефективним. В ґрунтових ТНУ ситуація з температурним режимом краще, але постає проблема капітальних витрат на інсталяцію обладнання та земельні роботи.

Таблиця 1.1 – Характеристики основних НПДТ для теплових насосів

Джерело теплоти	Температурний діапазон, °С	Технічний потенціал, млн. Гкал/рік	
		2005 рік	2030 рік
Атмосферне повітря	-15/25	Необмежений	Необмежений
Теплота ґрунту	10/35	370	370
Природні поверхневі води	0/10	20	20
Морська вода	0/10	10	50
Слабонагріті геотермальні флюїди	3/8	50	50
Шахтні води	0/10	14	18
Вода систем оборотного водопостачання	>10	150	300
Системи водовідведення	5/10	60	120
Вода очисних споруд	10/50	15	25
Вода промислових споруд	10/50	7	12
Вода комунально-побутових споруд	5/10	8	13
Теплота конденсації продуктів згоряння котельних установок	20/50	10	10
Вентиляційні повітряні викиди	15/25	12	20

Вода як джерело низько потенційної теплоти для теплового насоса досить цікава і здається практично ідеальним варіантом. При використанні води з артезіанських свердловин, які самі по собі досить затратні через буріння і необхідність прокладки значних по довжині трубопроводів, виникає проблема корозії і випадання мінеральних відкладень на поверхні теплообмінників. Відкриті водойми, такі як озера, моря і річки, можуть служити хорошим джерелом низько потенційної теплоти. Однак, для них необхідно брати до уваги мінливість обсягів, чистоти і температурних режимів водних ресурсів. Екологічні аспекти в цьому випадку також повинні бути враховані.

Вельми перспективним є варіант використання теплового потенціалу стічних вод будинку. Дане джерело мало використовується на даний момент, що пов'язано, перш за все, з біологічною та корозійною агресивністю і нерівномірним надходженням стоків в каналізаційні мережі. Надходження скидної теплоти відбувається з деяким запізненням по відношенню до часу споживання теплоти. Узгодження цих величин проводиться введенням в схемне рішення теплових насосів баків акумуляторів, які згладжують пікові навантаження в споживанні, наприклад, гарячої води. Недоліком використання стічних вод є непостійність графіку споживання гарячої води, що не дозволяє використовувати їх як основне джерело теплоти в схемах ТН опалення, однак є суттєвою можливістю для впровадження схем зі стічними водами, як НПДТ для ТНУ є комбінація їх з іншими джерелами, наприклад, ґрунтом.

Досить поширеним НПДТ є зовнішнє повітря яке крім переваг необмеженості та досить невисокої вартості ТН обладнання має також низку недоліків, таких як:

- швидке падіння коефіцієнта трансформації при зниженні температури зовнішнього повітря;
- достатньо висока гучність зовнішнього блоку;
- підвищення різниці температур конденсації і кипіння в період мінімальних температур в зимовий період, що призводить до зниження термодинамічної ефективності установки;
- необхідність проведення процедури дефростації (розмороження) випарника при утворенні на його поверхні "крижаної шуби".

Обледеніння поверхні випарника теплового насоса певною мірою допустиме. Однак, в умовах підвищеної вологості повітря і його температури нижче 0°C кількість необхідних циклів дефростації поверхні багаторазово зростає. Максимальна частота циклів дефростації поверхні випарника теплового насоса лежить в діапазоні температур $-5 \div 0$ °C [15]. Це пов'язано зі значним осадженням вологи з повітря в процесі його проходження через теплообмінну поверхню випарника.

Виділена волога з повітря поступово накопичується на теплообмінній поверхні випарника у вигляді льоду, погіршуючи при цьому умови теплообміну між повітрям і холодоагентом. В

умовах високої вологості і низької температури зовнішнього повітря експлуатація повітряного теплового насоса стає неефективною. Тепловий насос типу «повітря – вода» є доцільним рішенням тільки там, де технічно неможлива установка зовнішнього контуру ґрунтового теплообмінника, де відсутня вільна зовнішня поверхня, де житло знаходиться на кам'янистому ґрунті, де неможливі земельні роботи, або не бажано наносити шкоду існуючому природньому ландшафту прокладанням ґрунтового колектору. Тому можна зробити висновок, що наразі застосування повітряних теплових насосів для опалення в умовах українського клімату є неефективним рішенням. Це спонукає до пошуку інших, стабільніших за температурним рівнем джерел теплоти для ТНУ.

Одним з таких джерел поновлюваної енергії для теплового насоса є ґрунт. Температура ґрунту при сильному промерзанні поверхневих шарів на глибині 10 – 12 м не опускається нижче 5 – 8 °С [16]. Такі теплові насоси вилучають теплоту з ґрунту за допомогою ґрунтових зондів, що вводяться вертикально в глиб землі, або ґрунтових колекторів, що укладаються горизонтально вшир. Зонди і колектори заповнюються розсолем, тобто сумішшю з низькою температурою замерзання (незамерзаючим теплоносієм). Розсіл відбирає теплоту, накопичену в землі, і віддає його (при транспортуванні тепловим насосом) в опалювальний контур.

Порівнюючи з повітрям, як джерелом теплоти для ТНУ ґрунт має вищу температуру в січні, коли є великий попит на теплову енергію для потреб опалення.. Температура ґрунту на глибині 1 м в північній Україні восени в жовтні-листопаді складає близько 10–13°С, а в січні – близько 0–5°С.

Інтенсивність теплообміну з ґрунтом (умовний коефіцієнт тепловіддачі) для безперервно працюючих систем 5–10 Вт/(м².К) в залежності від складу ґрунту і його вологості. При періодичному включенні теплового насоса (наприклад, в службових приміщеннях з виключенням ТН на ніч, чи на день – при використанні нічного тарифу) коефіцієнт тепловіддачі складає біля 20–25 Вт/(м².К) за дослідженнями НТУУ «КПІ» [16].

Теплові насоси типу «ґрунт – вода» широко використовуються в кліматичних умовах України, оскільки температура ґрунту відносно постійна протягом усього року [16]. Саме температура джерела теплоти основним чином впливає на ефективність роботи ТНУ, основним критерієм якої є COP (з англ. Coefficient of performance). В табл. 2.1 наведено порівняння мінімальних та розрахункових значень середнього за сезон коефіцієнта перетворення для опалення приміщень і системи гарячого водопостачання (ГВП), а також для систем, які працюють тільки для підігріву води на ГВП використовуючи теплоту ґрунту та повітря [16].

Таблиця 2.1 - Мінімальні та розрахункові значення середнього за сезон коефіцієнта перетворення теплового насоса

Джерело теплової енергії / відведення теплової енергії	Опалення і ГВП для нових будинків		Опалення і ГВП для реконструйованих будинків		Система ГВП	
	Мінімальне	Розрахункове	Мінімальне	Розрахункове	Мінімальне	Розрахункове
Повітря / вода	2,7	3,0	2,5	2,8	2,3	2,8
Ґрунт/вода	3,5	4,0	3,3	3,7	3,0	3,5

За даними Одеської геофізичної обсерваторії [17] зміни температури ґрунту на різній глибині в залежності від місяця року представлено на рис. 1.1.

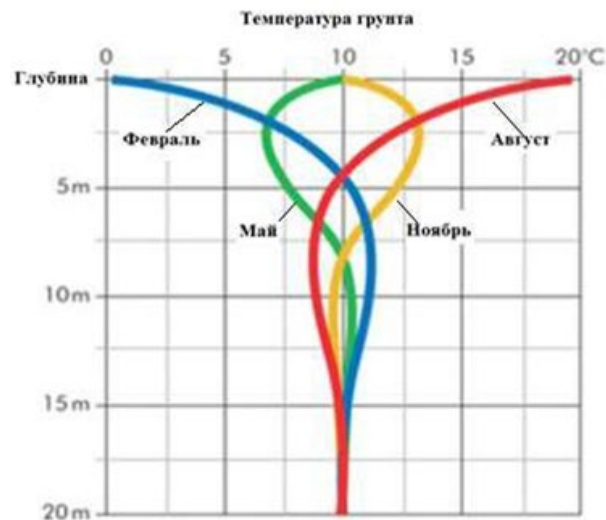


Рисунок 1.1 - Зміна температури ґрунту на різній глибині залежно від місяця року

Дослідження [17] показують, що температура ґрунту по глибині залежить головним чином від типу ґрунту (пісок, глина, гравій і т.д.) і його вологості. Для ефективної регенерації ґрунту ділянки землі, під якими прокладено горизонтальні колектори теплового насоса повинні бути мінімально забудовані і добре освітлені. Таким чином забезпечується підготовка ґрунту до початку опалювального сезону і ефективна робота ТНУ. Контур горизонтального ґрунтового колектору теплового насоса на практиці розташовується на глибині 1,2-1,5 м [18]. Глибина закладки горизонтальних колекторів лежить в межах зміни температури ґрунту протягом року (рис. 1.1), тому слід враховувати суттєву зміну продуктивності геотермального теплового насосу. Більш глибока закладка в ґрунт колекторів призводить до невиправданого підвищення будівельних витрат і використовується для регіонів з більш холодним і тривалим зимовим періодом. Основним недоліком при використанні горизонтальних ґрунтових колекторів є масштаб необхідних земельних робіт.

Використання вертикальних ґрунтових зондів в порівнянні з горизонтальними колекторами дозволяє зменшити необхідну поверхню ґрунту для геотермального теплового насоса в 10- 20 разів [19]. При прокладанні колекторів також необхідно враховувати той фактор, що можлива ситуація часткового обмерзання трубок ґрунтового теплообмінника, що не робить істотного впливу на регенерацію ґрунту. Значення питомого теплового потоку для вертикальних ґрунтових теплових зондів (Вт/м) в залежності від типу ґрунту [20], а також тепловіддача різних ґрунтів (Вт/м²) [18] представлена в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 - Умовна тепловіддача та питомий тепловий потік різних типів ґрунтів.

Тип ґрунту	Умовна тепловіддача, Вт/м ²	Питомий тепловий потік, Вт/м
Сухий піщаний ґрунт	10-15	20
Вологий піщаний ґрунт	15-20	40
Сухий глинистий ґрунт	20-25	60
Вологий глинистий ґрунт	25-30	60
Насичений водою ґрунт	30-35	80-100

Авторами кафедри ТПТ теплоенергетичного факультету НТУУ КПІ ім. Ігоря Сікорського було проведено ряд досліджень з оптимізації умов роботи ґрунтових теплообмінників. Наведені в [16, 21] співвідношення можуть бути використані на стадії проектування горизонтального ґрунтового колектору при визначенні оптимальної довжини труби контуру, гідравлічних втрат для вибору насосної групи або витрати теплоносія нижнього контуру для роботи системи теплопостачання з використанням теплоти ґрунту в оптимальних умовах.

Аналогічна задача, була вирішена в [16, 21] щодо оптимізації параметрів нижнього контуру і в разі використання теплоти ґрунту за допомогою вертикальних ґрунтових теплообмінників. В цьому випадку має бути враховано зміну не тільки геометричних умов, а й умов відбору теплоти від ґрунту, який на глибині 5 м і більше зберігає впродовж усього року постійну температуру на рівні 8-12 °С, забезпечуючи, таким чином, ефективну роботу ТН.

Аналізуючи роботу ТН з використанням як джерела теплоти ґрунту, можна назвати такі його переваги та недоліки:

- високі початкові капіталовкладення на інсталяцію обладнання вертикальних свердловин (буріння свердловин, погодження цих робіт з відповідними організаціями і т.д.);
- висока ефективність роботи (COP) завдяки майже постійній досить високій температурі джерела теплоти;
- невисокі експлуатаційні затрати;

- простота обслуговування горизонтальних геотермальних теплообмінників;
- для установки вертикальних геотермальних теплообмінників необхідна невелика площа ділянки;

1.4 Визначення основних задач дослідження

Проведений аналіз перспектив розвитку теплонасосних технологій в Україні та світі дозволяє зробити наступні висновки:

1. Теплові насоси, незважаючи на більш високі первинні капітальні вкладення, відбирають ринок у котельних агрегатів з економічних причин - через більш низькі експлуатаційні витрати. Вперше енергетична політика розвитку людства пов'язується зі зниженням, а не з підвищенням споживання енергоресурсів.

2. Задля впровадження в життя теплонасосних технологій необхідно обрати оптимальний тип ТНУ для кліматичних умов регіону, розробити схему теплопостачання з найбільшою енергетичною ефективністю.

3. Впровадження ТНУ в Україні наразі можливе лише за умови пониження капіталовкладень в інсталяцію обладнання та вдосконалення існуючих схем теплопостачання на базі ТНУ.

Отже, аналіз перелічених висновків дозволяє визначити головні задачі, які мають бути вирішеними у подальших дослідженнях:

1. Дослідження енергетичної ефективності та експлуатаційних умов роботи повітряних теплових насосів в умовах українського клімату, шляхом використання додаткових джерел теплоти, наприклад умовно чистих стічних вод будинку.

2. Розробка та дослідження нових комбінованих схем теплопостачання на базі ґрунтових теплових насосів з використанням низькопотенційних джерел теплоти з метою підвищення термодинамічної ефективності та зниження стартових капіталовкладень на систему опалення та вентиляції.

3. Порівняння енергетичної ефективності досліджуваних схем, вибір найбільш оптимального рішення за питомим показником використання зовнішньої енергії. Розрахунок основних показників схеми на прикладі конкретного об'єкту теплопостачання для більш швидкого впровадження ТНУ в життя українців необхідно конкретно і чітко показати рішення щодо покращення ефективності та результати аналізу цих рішень в застосуванні до конкретних об'єктів теплопостачання.

2 ТЕРМОДИНАМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА БАЗІ ТЕПЛОНАСОСНИХ УСТАНОВОК

2.1 Аналіз ефективності комбінованої теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку

На даний час теплонасосні технології, що набули широкого розповсюдження у світі, являють собою один із найбільш перспективних напрямків у вирішенні проблем енергозбереження як у сфері виробництва енергії, так і в технологічних процесах. Застосування теплових насосів в системах теплопостачання сприяє ефективному використанню енергії довкілля і характеризується вражаючими темпами росту діючих установок в багатьох країнах світу. При цьому найбільшого поширення в країнах Європи (біля 50 %) набули теплонасосні системи теплопостачання з використанням теплоти атмосферного повітря [23]. Цьому сприяє необмеженість та широка доступність цього джерела теплоти, відносно низька вартість монтажних робіт та стартових капіталовкладень порівняно, наприклад, з ґрунтовими тепловими насосами.

На жаль, рівень використання теплонасосних систем в Україні, в тому числі і систем з використання теплоти атмосферного повітря, з цілого ряду причин остається незадовільним і однією з таких причин є несприятливі кліматичні умови. За даними гідрометеорологічного аналізу, який був проведений за участі авторів цієї статті, було з'ясовано, що температура від -10 до -15 °C припадає на 40 % часу опалювального періоду. В цих умовах використання повітряних теплових насосів характеризується низькою енергетичною ефективністю [24], що для задоволення потреб теплопостачання потребує додаткових джерел енергії.

В зв'язку з викладеним набуває актуальності розробка та аналіз ефективності нових схем теплопостачання з використанням різних джерел теплоти. В рамках даної статті запропонована комбінована теплонасосна схема низькотемпературного опалення, виконана на основі повітряного теплового насосу з використанням, як додаткового джерела теплоти, умовно-чистих стічних вод. Проведено термодинамічний аналіз такої схеми, на основі якого зроблені висновки щодо покращення умов роботи повітряних теплових насосів та зменшення питомих затрат зовнішньої енергії на вироблення теплоти в системі опалення.

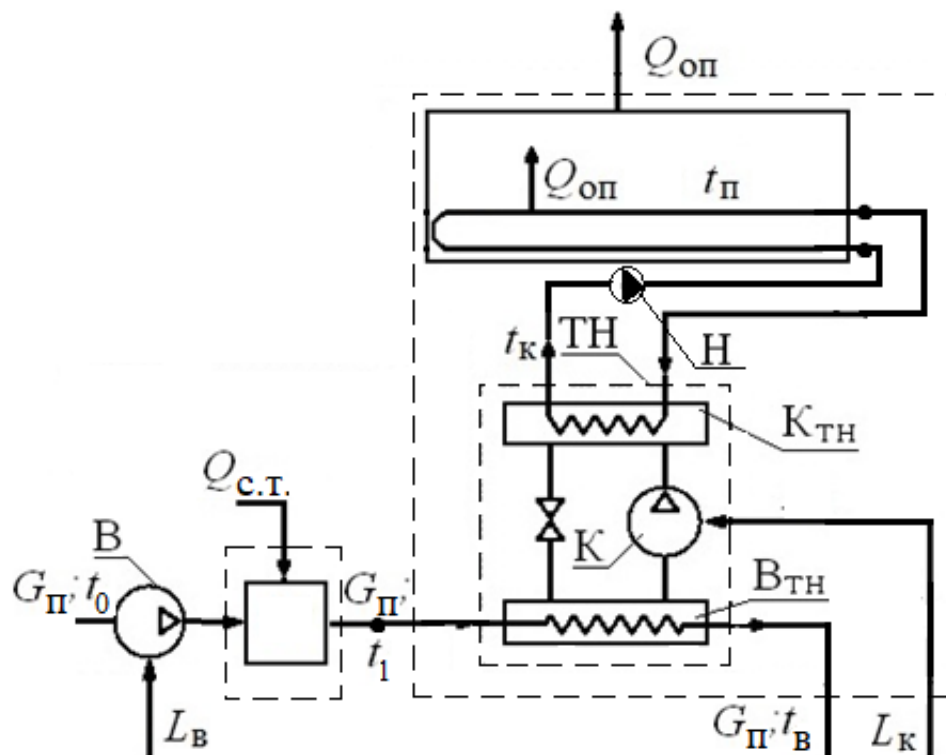
Опис принципової схеми ТНС

Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод зображена на рис. 2.1. Особливістю даної схеми є додаткове встановлення теплообмінника, в якому теплова

енергія надходить до теплоносія нижнього контуру опалення (повітря) від умовно-чистих стічних вод будівлі. Таким чином, за рахунок викидної теплоти можна підвищити термодинамічну ефективність даної схеми.

По металевому або пластиковому коробу атмосферне повітря подається в схему за допомогою вентилятора. Для підвищення ефективності роботи схеми точку відбору атмосферного повітря необхідно захистити від замерзання.

Атмосферне повітря з температурою t_0 й об'ємною витратою G_{Π} вентилятором системи з навколишнього середовища подається у теплообмінник стічних вод (ТО_{св}). У даному теплообміннику теплоносії підігрівається до температури t_1 , відбираючи від стічних вод теплоту $Q_{с.т.}$ і подається до випарника ТН, в якому повітря охолоджується та на виході його температура становить $t_в$. Опалюване приміщення має теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{оп}$, які компенсуються теплотою від конденсатора ТН Q_k , потік якої має температуру теплоносія t_k на вході в систему опалення.



ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос, К_{тн} – конденсатор ТН, В_{тн} – випарник ТН, К – компресор, Н – насос, ТО_{св} – теплообмінник стічних вод, L_к – робота приводу компресора ТН, L_н – робота приводу насоса, L_в – робота вентилятора.

Рисунок 2.1 - Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод

Таким чином, наведена вище схема в порівнянні зі звичайною теплонасосною схемою з використанням теплоти атмосферного повітря характеризується наявністю в нижньому контурі

ТН додаткового джерела теплоти у вигляді теплоти стічних вод, що може привести до підвищення ефективності роботи всієї теплонасосної схеми в порівнянні з вихідною.

Термодинамічний аналіз ТНС

Аналіз термодинамічної ефективності даної схеми опалення слід виконувати знаючи кількісні характеристики додаткового джерела теплоти – стічних вод. Визначення даних характеристик можна зробити на основі розрахунків теплового навантаження будинку на опалення і гаряче водопостачання. Аналіз результатів таких розрахунків для ряду будівель приводить до висновку, що витрати теплоти на ГВП складають в більшості випадків до 25-30 % від витрат теплоти на опалення в розрахунковий період, Тобто можна записати, що

$$Q_{\text{ГВП}} = K^p Q_{\text{оп}}, \quad (2.1.1)$$

де $Q_{\text{ГВП}}$ - тепловий потік на ГВП;

$Q_{\text{оп}}$ - тепловий потік на опалення;

K^p - коефіцієнт пропорційності між вказаними тепловими потоками в розрахунковий період.

При підвищенні температури зовнішнього повітря в порівнянні з розрахунковим режимом буде зменшуватись температурний напір як в системі опалення, так і в теплообміннику для підігріву повітря за рахунок теплоти стічних вод. В першому наближенні можна прийняти, що зміна температурного напору як в теплообміннику, так і в системі опалення однакова. Тоді, можна прийняти, що за будь-якої температури зовнішнього повітря

$$Q_{\text{с.т}} = K Q_{\text{оп}}, \quad (2.1.2)$$

де $K = K^p$ - коефіцієнт пропорційності за будь-якої температури t_0 .

Далі з теплового балансу підігрівника повітря маємо

$$G_{\text{П}} = Q_{\text{с.т}} / C_{\text{в}}(t_1 - t_0) = K^p Q_{\text{оп}} / C_{\text{в}}(t_1 - t_0), \quad (2.1.3)$$

де t_1 - температура повітря на вході до випарника, або на виході з теплообмінника стічних вод.

Аналогічним чином, з рівняння теплового балансу об'єкту опалення визначимо

$$G_{\text{П}} = Q_{\text{оп}}(\varphi - 1) / C_{\text{в}}(t_1 - t_{\text{в}}) \varphi, \quad (2.1.4)$$

де $t_{\text{в}}$ - температура повітря на виході з випарника ТН;

φ - дійсний коефіцієнт трансформації ТН.

Прийmemo, що дійсний коефіцієнт трансформації можна визначити як

$$\varphi = \varphi^T \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.1.5)$$

де φ^T - коефіцієнт трансформації ідеального циклу Карно;

$\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ [21].

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_{\text{т}}^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (2.1.6)$$

де $T_{\text{в}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура випаровування холодильного агента у випарнику ТН, К;

$T_{\text{к}}^{\text{ТН}}$ – абсолютна температура конденсації холодильного агента в конденсаторі ТН, К;

$t_{\text{т}}^{\text{вих}}$ – температура теплоносія на виході з випарника ТН, °С;

$t_{\text{к}}$ – температура води на виході з конденсатора ТН, °С;

$\Delta t_{\text{вип}}$ – перепад температур між теплоносіями на виході з випарника ТН, °С;

$\Delta t_{\text{к}}$ – температурний перепад між потоками холодильного агента і гріючого теплоносія в системі опалення на виході з конденсатора ТН, °С.

Згідно з рекомендаціями в [21], можна прийняти, що для рідкого теплоносія у випарнику ТН – $\Delta t_{\text{вип}} = 5$ °С, для води в конденсаторі ТН – $\Delta t_{\text{к}} = 5$ °С.

Температура подачі в систему опалення, визначається як [21]

$$t_{\text{к}} = t_{\text{п}} + (t_{\text{т}}^{\text{р}} - t_{\text{п}}) \left[\frac{(t_{\text{п}} - t_0)}{(t_{\text{п}} - t_0^{\text{р}})} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.1.7)$$

де $t_{\text{п}}$ – температура повітря у приміщенні, становить 20°С;

t_0 – температура навколишнього атмосферного повітря;

$t_{\text{т}}^{\text{р}}$ – розрахункова температура гарячої води в системі опалення за розрахункової температури атмосферного повітря $t_0^{\text{р}}$ (у даних розрахунках ця температура складає -22°С);

$n = 0$ для низькотемпературних систем опалення.

Розрахункова температура теплоносія в системі опалення приймається $t_0^{\text{р}} = 45$ °С.

Також для визначення коефіцієнта перетворення необхідно визначити величину температури повітря на виході з випарника

$$t_{\text{в}} = t_1 - \Delta t_{\text{опт}}, \quad (2.1.8)$$

де $\Delta t_{\text{опт}}$ – оптимальний ступінь охолодження низькотемпературного джерела теплоти у випарнику ТН [21], що визначається за формулою

$$\Delta t_{\text{опт}} = \sqrt{\frac{A(273 + t_k + \Delta t_k)}{\eta_v \eta_{\text{пр}}}} \left[\eta_{\text{ТН}} - 1 + \frac{273 + t_1 - \Delta t_{\text{вип}}}{273 + t_k + \Delta t_k} \right]. \quad (2.1.9)$$

де $A = \Delta p / (\rho_n c_p)$ – комплекс постійних величин, що залежить від аеродинамічного опору випарника;

Δp – втрати тиску у випарнику ТН, кПа;

η_v і $\eta_{\text{пр}}$ – ККД вентилятора і його приводу відповідно.

З рівнянь (2.1.3) та (2.1.4) після нескладних математичних перетворень отримуємо

$$\Theta = (t_1 - t_0) / (t_1 - t_v) = K \varphi / (\varphi - 1). \quad (2.1.10)$$

Перепад температур $t_1 - t_v$ в рівнянні (2.1.7) приймемо рівним оптимальному значенню згідно з рекомендаціями роботи [21].

$$t_1 - t_v = \Delta t_{\text{опт}}, \quad (2.1.11)$$

Тоді, з рівнянь (2.1.7) та (2.1.8) можемо отримати вираз для температури повітря на вході в випарник ТН

$$t_1 = t_0 + \Delta t_{\text{опт}} K^p \varphi / (\varphi - 1). \quad (2.1.12)$$

Важливою характеристикою для аналізу ефективності ТН схеми опалення є частка теплоти атмосферного повітря в загальній кількості теплоти [25], що витрачається на опалення об'єкту. Визначимо цю величину з теплового балансу ТНУ

$$\beta = \frac{Q_n}{Q_{\text{он}}} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} - K^p - \frac{\varphi - 1}{\varphi} \cdot \frac{A}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}} \cdot \Delta t_{\text{опт}}}. \quad (2.1.13)$$

Енергоефективність роботи схеми опалення з використанням ТН характеризується питомими затратами зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на опалення

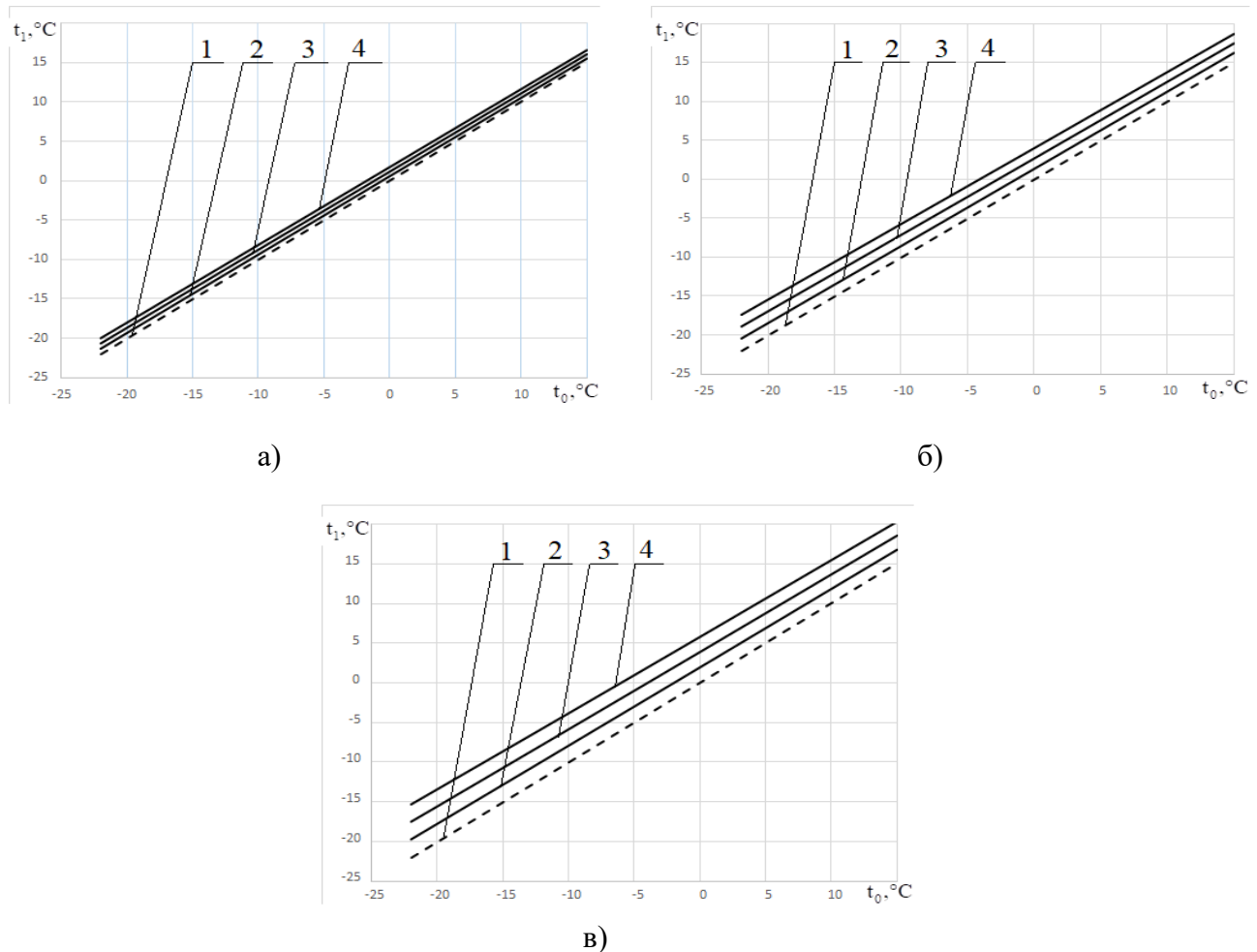
$$l_{\text{оп}} = \frac{(L_k + L_v)}{Q_{\text{он}}}. \quad (2.1.14)$$

Використавши термодинамічний аналіз схеми без виростання стоків, який наведено в [24] та з урахуванням (2.1.10), рівняння (2.1.14) набуває вигляду

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \frac{A}{\eta_v \cdot \eta_{\text{пр}}} \cdot \frac{(\varphi - 1)}{\Delta t_{\text{опт}}} \right]. \quad (2.1.15)$$

Розрахунковий аналіз характеристик теплонасосної схеми

Першим кроком чисельного аналізу даної схеми обрано визначення залежності температури повітря на виході з теплообмінника стічних вод [26] (на вході до випарника ТН) від температури зовнішнього повітря при різних значеннях комплексу A . Дана залежність побудована на основі рівняння (2.1.12). В розрахунку було прийнято значення комплексу $A=0,1; 0,5; 1,0$, що охоплює більшу частину діапазону роботи ТНУ. Також змінним був коефіцієнт K^p , значення якого приймалися $0; 0,1; 0,2; 0,3$. Дана залежність $t_1=f(t_0)$ зображена на рис. 2.2.



а), б), в) – комплекс $A=0,1; 0,5; 1,0$ відповідно; 1, 2, 3, 4 – коефіцієнт $K^p=0; 0,1; 0,2; 0,3$.

Рисунок 2.2 - Залежність температури на вході до випарника ТН від температури повітря

Аналізуючи залежності на рис. 2.2 можна побачити, що зі збільшенням комплексу A температура на вході до випарника збільшується. Також можна прослідкувати підвищення t_1 зі збільшенням K^p , що суттєво покращує умови експлуатації даної схеми опалення при від'ємних температурах атмосферного повітря. З рис. 2.2, в видно, що при $A = 1,0$ та $K^p = 0,3$ температура t_1 повітря на вході до випарника зростає на величину біля $8\text{ }^{\circ}\text{C}$, що забезпечує рівень цієї температури мінус $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ при розрахунковій температурі $-22\text{ }^{\circ}\text{C}$ атмосферного повітря на опалення.

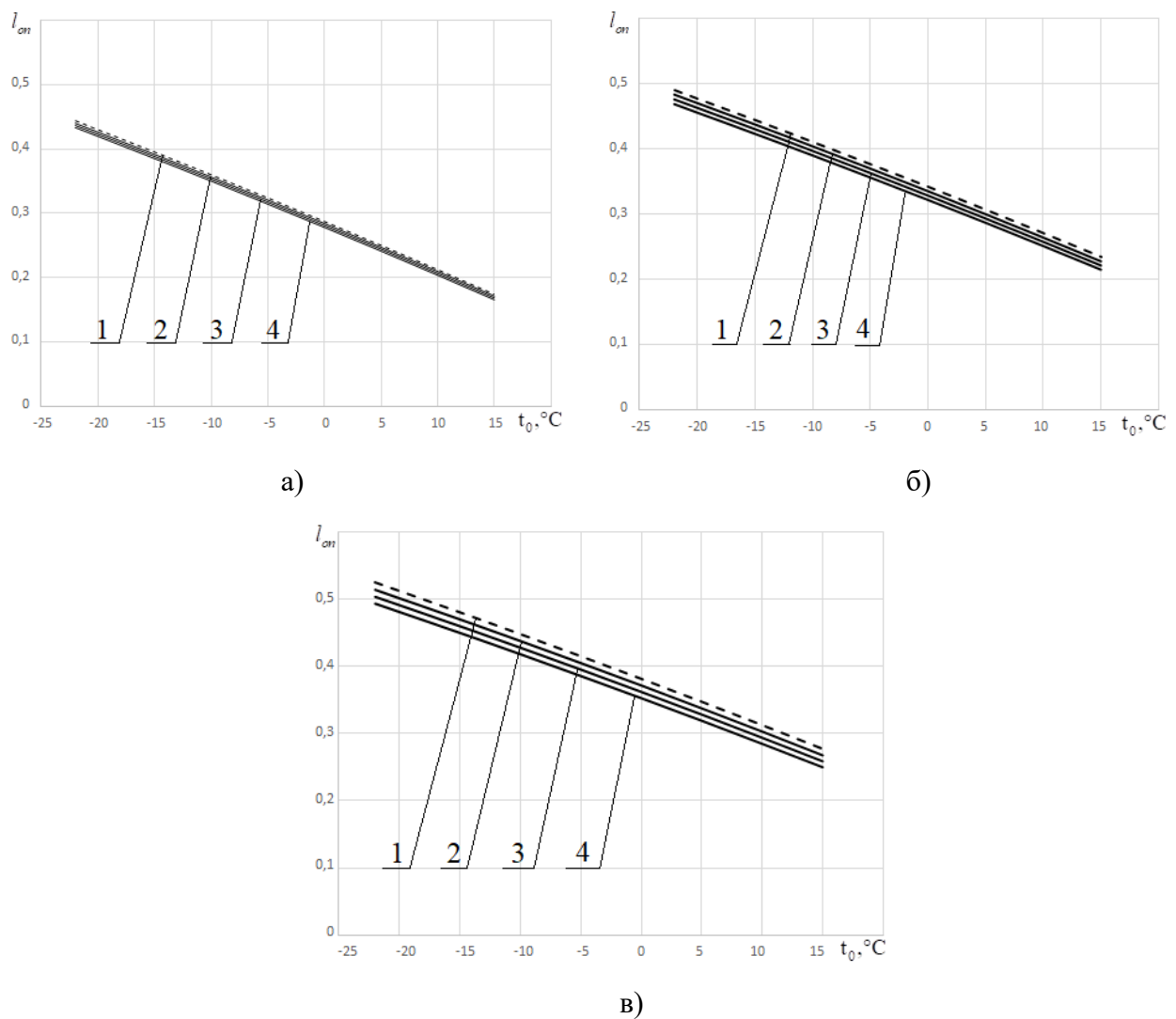


З графіків на рис. 2.3, що були побудовані за рівнянням (11), можна чітко прослідкувати, що при збільшенні A , що має на увазі збільшення аеродинамічного опору випарника ТН, та K^p відносна частка теплоти атмосферного повітря в загальній витраті теплоти на опалення суттєво знижується, тоді як доля теплоти на опалення за рахунок теплоти стічних вод остається незмінною.

Також видно, що графічні залежності, показані на рисунку, поділяють його на три області. Перша область, яка знаходиться під кривими, характеризує частку теплоти атмосферного повітря; друга область – над штриховими лініями – затрати зовнішньої енергії на компресор та вентилятор [27] ТН; третя – між штриховими та суцільними лініями - внесок

додаткового джерела в загальній витраті теплоти на опалення. Таким чином, використання теплоти стічних вод при реальних значеннях витрати теплоти на ГВП вносить суттєвий вклад в забезпечення теплового навантаження системи на опалення.

Важливою характеристикою комбінованої теплонасосної системи є питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на опалення. Чисельний аналіз було проведено за рівнянням (2.1.13), побудувавши залежності $l_{on}=f(t_0)$ при тих самих параметрах, як і в попередніх випадках (рис. 2.4).



а), б), в) – комплекс $A=0,1; 0,5; 1,0$ відповідно; 1, 2, 3, 4 – коефіцієнт $K^p=0; 0,1; 0,2; 0,3$.

Рисунок 2.4 - Залежність питомих затрат зовнішньої енергії на опалення від температури атмосферного повітря

З графічних залежностей, що показано на рис. 2.4, можна прослідкувати, що питомі затрати зовнішньої енергії на ТН систему опалення суттєво збільшуються зі зниженням температури атмосферного повітря та зі збільшенням аеродинамічного опору випарника [28] ТН, а також дещо зменшуються при збільшенні коефіцієнта K^p , тобто при зростанні

співвідношення теплоти, що відбирається від стічних вод та теплоти на опалення об'єкту. Також слід зазначити, що перевага використання даної схеми, а саме зниження сумарних затрат енергії на опалення, майже не прослідковується при малих значеннях комплексу A , тоді як при $A=0,5$ та $A=1$ це явище прослідковується більш чітко.

Висновки

1 Використання додаткового джерела теплоти для ТН схеми теплопостачання з використанням атмосферного повітря як нижнього джерела суттєво покращує умови експлуатації всієї системи [24], збільшуючи температуру теплоносія на вході до випарника ТН, в деяких випадках з від'ємного до додатного значення, що є суттєвою перевагою для використання ТН в умовах українського клімату.

2 При залученні додаткового джерела – теплоти стічних вод – дана система опалення використовує температурний потенціал, який раніше скидався в навколишнє середовище. Використання такого підходу є кроком до безвідходності та енергоефективності системи [29].

3 Використання даного підходу в ТН схемах опалення суттєво знижує сумарні питомі затрати зовнішньої енергії, за рахунок чого можна зменшити як стартові капітальні затрати на систему ТН опалення, так і експлуатаційні затрати протягом використання даної системи.

2.2 Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод

Прагнення зменшити витрати первинної енергії (споживання палива) без зниження або навіть зі збільшенням віддачі енергії кінцевому споживачеві за рахунок більш раціонального способу її перетворення - головна тенденція сучасної теплотехніки. Це відноситься і до систем теплопостачання будівель і промислових об'єктів. Віддаючи в кінцевому вигляді енергію у формі низькотемпературної теплоти (вода нижче 100 °С або повітря нижче 50 °С), ці системи споживають для нагріву високоякісне паливо в котельних з нагріванням продуктів згоряння до 1500 °С, або ще більш марнотратно, електроенергію.

Розвиток теплонасосних установок (ТНУ) відбувається в даний час дуже стрімко. На наших очах з існуючої протягом 100 років загадки термодинаміки теплові насоси (ТН) стають поширеним засобом теплопостачання. Найближчим часом кількість опалювальних ТНУ для будівель зросте ще в десятки разів, а загальна потужність, за прогнозом технічного комітету МЕНПУ, складе від 50 до 150 млн кВт.

На даному етапі розвитку теплотехніки значного поширення набувають саме ґрунтові ТНУ. В таких розвинених країнах як Австрія, Німеччина, Швейцарія, Швеція, Фінляндія частка теплонасосного обладнання в загальному опалювальному навантаженні сягає 30-50 % [30]. Впровадження теплонасосних систем стає ключовою задачею в області енергозбереження та екології.

Для України ситуація з використанням теплоти ґрунту є не менш прийнятною, адже енергетичний потенціал цієї теплоти оцінюється в 385 млн Гкал/рік [31]. З точки зору стабільності та температурного рівня ґрунт є найбільш прийнятним джерелом низькопотенційної теплоти, адже на глибині 4 м впродовж всього року має температуру на рівні 8-12 °С, яка може забезпечити енергоефективність роботи ТНУ. Найбільш ефективно ТНУ працюють в тандемі з низькотемпературними системами опалення типу «тепла підлога», стіновим опаленням, високоефективними стальними панельними радіаторами.

Тому в Україні системи опалення на базі ґрунтових ТНУ привертають увагу споживачів і потребують детального вивчення різних варіацій таких установок. Також виникає необхідність впровадження технічних рішень з енергозбереження та оптимізації, які б могли знизити капітальні та експлуатаційні затрати. До таких рішень відноситься використання умовно-чистих стічних вод будинку [32] для покриття частини теплового навантаження на ТНС опалення.

Мета та завдання

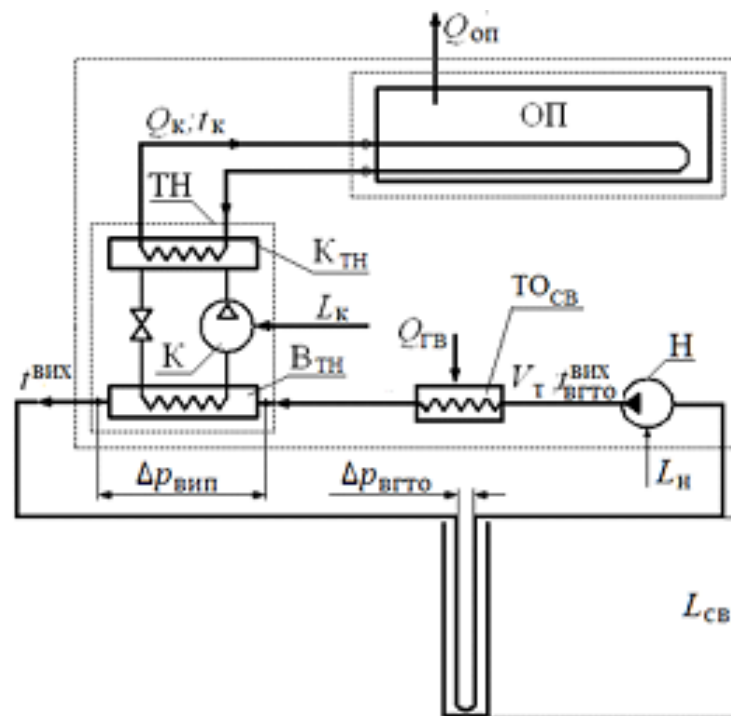
Метою даної статті є визначення залежності відносної продуктивності вертикального ґрунтового теплообмінника (ВГТО) від теплоспоживання гарячої води будинком та температури навколишнього середовища, а також визначення впливу додаткового джерела теплоти у вигляді теплоти стічних вод на ефективність роботи ТНС з використанням теплоти ґрунту.

Опис принципової схеми ТНС

Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти стічних вод і ґрунту зображена на рис. 2.5. Для вилучення теплоти з ґрунту та використання його як нижнього джерела теплоти для ТНС опалення в даній схемі застосовується вертикальний ґрунтові теплообмінник. Головні їх переваги – це високий коефіцієнт трансформації за рахунок постійної високої температури джерела теплоти, простота обслуговування геотермальних теплообмінників, для їхньої установки необхідна невелика площа ділянки, недолік – високі початкові капіталовкладення на інсталяцію обладнання (буріння свердловини, погодження цих робіт з відповідними організаціями і т.п.). Особливістю

даної схеми є додаткове встановлення теплообмінника, в якому теплота відбирається від умовно-чистих стічних вод будівлі і передається теплоносію нижнього контуру ТНС опалення. Таким чином, за рахунок викидної теплоти можна підвищити термодинамічну ефективність даної схеми.

По трубі ВГТО рухається незамерзаючий теплоносій, на основі етиленгліколю, що нагрівається за рахунок теплоти ґрунту. Для підвищення енергетичної ефективності ВГТО верхній шар $L \approx 10$ м повинен бути теплоізований, оскільки в холодну пору року (протягом опалювального періоду) температура у верхньому шарі менше незбуреної температури на глибині [33].



ОП – опалюване приміщення, ТН – тепловий насос, К_{ТН} – конденсатор ТН, В_{ТН} – випарник ТН, К – компресор, Н – насос, ТО_{СВ} – теплообмінник стічних вод, L_K – робота приводу компресора ТН, L_H – робота приводу насоса, L_{CB} – глибина свердловини.

Рисунок 2.5 - Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення з використанням теплоти стічних вод і ґрунту

Теплоносій (25 % водний розчин етиленгліколю) з температурою t_T^{BX} й об'ємною витратою V_T насосом нижнього контуру системи з ґрунтового зонду подається у теплообмінник стічних вод (ТО_{СВ}). У даному теплообміннику теплоносій підігрівається до температури $t_T^{BX'}$, відбираючи від стічних вод теплоту $Q_{ГВ}$ і подається до випарника ТН, в якому теплоносій охолоджується та на виході його температура становить $t_T^{ВНХ}$. Опалювальне приміщення має

теплові втрати в навколишнє середовище $Q_{\text{оп}}$. Для їхньої компенсації використовується тепловий потік від конденсатора теплового насоса Q_k з температурою теплоносія t_k на вході в систему опалення.

Таким чином, наведена вище схема в порівнянні зі звичайною теплонасосною схемою з використанням теплоти ґрунту характеризується наявністю в нижньому контурі ТН додаткового джерела теплоти у вигляді теплоти стічних вод, що може привести до зміни раніше встановлених в роботі [22] оптимальних характеристик вертикального ґрунтового теплообмінника і ефективності роботи всієї теплонасосної схеми.

Термодинамічний аналіз ТНС

Аналіз термодинамічної ефективності вищенаведеної теплонасосної схеми опалення можна виконати, знаючи кількісні характеристики додаткового джерела теплоти, тобто теплоти стічних вод. Каналізаційні стоки є майже ідеальним нижнім джерелом теплоти для теплових насосів. За наявності системи ГВП їх температура може сягати 32 °С [32]. Для інтенсифікації процесів відбору теплоти від стічних вод слід організувати їх розділення на умовно-чисті (душ, ванна, умивальники, кухня) та холодні (туалет). Для оцінки потужності цього джерела теплоти можна використати результати розрахунків теплового навантаження на опалення та ГВП. Аналіз цих даних для ряду об'єктів житлового призначення показує, що відносна витрата теплоти на ГВП зазвичай складає біля 20 % від витрати теплоти на опалення того ж будинку при розрахунковій температурі зовнішнього повітря. При цьому система гарячого водопостачання працює таким чином, що теплота гарячої води майже не використовується, тобто це означає, що кількість теплоти в умовно-чистих стічних водах $Q_{\text{ст}}$ не набагато менша від такої, яка витрачається на підготовку гарячої води $Q_{\text{ГВ}}$. Тому в першому наближенні ми можемо прийняти, що

$$Q_{\text{ст}} = Q_{\text{ГВ}}, \quad (2.2.1)$$

а по відношенню до витрат теплоти на опалення величину $Q_{\text{ст}}$ можна оцінити як

$$Q_{\text{ст}} = K^p Q_{\text{оп}}^p, \quad (2.2.2)$$

де K^p - коефіцієнт, що відповідає долі витрат теплоти на ГВП від теплоти на опалення;

$Q_{\text{оп}}^p$ – тепловий потік на опалення при розрахункових умовах відповідно, кВт.

Якщо праву частину рівняння (2.2.2) помножити і поділити на величину $Q_{\text{оп}}$ за будь-якої температури зовнішнього повітря, то рівняння (2.2.2) можна записати як

$$Q_{\text{ст}} = K Q_{\text{оп}}, \quad (2.2.3)$$

де K - коефіцієнт, що враховує зміну температури зовнішнього повітря

$$K = K^p \cdot \frac{t_n - t_0^p}{t_n - t_0}, \quad (2.2.4)$$

де t_n – температура в приміщенні, °С;

t_0 – температура навколишнього повітря, °С;

t_0^p – розрахункова температура навколишнього середовища, °С.

Тоді, питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення можна визначити аналогічно [22]

$$l_{\text{оп}} = \frac{(L_k + L_n)}{Q_k} = \frac{1}{\varphi} + \frac{L_n}{Q_k}, \quad (2.2.5)$$

де L_k , L_n – затрати енергії на компресор ТН та на нагнітач теплоносія відповідно, кВт;

Q_k – тепловий потік, відведений від конденсатора ТН, кВт.;

φ - дійсний коефіцієнт трансформації ТН, що визначається як

$$\varphi = \varphi_T \eta_{\text{ТН}} \quad (2.2.6)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт втрат ТН, який прийнятий $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$ [21].

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно можна записати у такому вигляді

$$\varphi_T = \left[1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}} \right]^{-1} = \left[1 - \frac{273 + t_{\text{т}}^{\text{вих}} - \Delta t_{\text{випл}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}} \right]^{-1}, \quad (2.2.7)$$

Температура теплоносія на виході з випарника ТН $t_{\text{т}}^{\text{вих}}$ в рівнянні (2.2.7) може бути отримана при заданій і фіксованій температурі на виході з ґрунтового теплообмінника $t_{\text{ВГТО}}^{\text{вих}}$ із теплового балансу ВГТО

$$Q_{\text{підв}} = Q_{\text{відв}}, \quad (2.2.8)$$

який можна записати у вигляді

$$q_{\text{г}} L_{\text{СВ}} = w \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \rho_{\text{т}} c_p (t_{\text{ВГТО}}^{\text{вих}} - t_{\text{т}}^{\text{вих}}). \quad (2.2.9)$$

Тоді, з рівняння (2.2.9) маємо

$$t_{\text{т}}^{\text{вих}} = t_{\text{ВГТО}}^{\text{вих}} - \frac{4 q_{\text{г}} L_{\text{СВ}}}{w \pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{т}} c_p}. \quad (2.2.10)$$

Для визначення температури теплоносія, що подається з конденсатора ТН у низькотемпературну систему водяного опалення, має силу рівняння, яке виводиться на основі аналізу процесів теплообміну в системі гріюча вода – повітря в приміщенні – атмосферне повітря [34]:

$$t_k = t_n + (t_t^p - t_n) \left[(t_n - t_0) / (t_n - t_0^p) \right]^{\frac{1}{1+n}}, \quad (2.2.11)$$

де t_n – температура в приміщенні, °С;

t_0 – температура навколишнього повітря, °С;

t_t^p – розрахункова температура теплоносія в системі опалення за розрахункової температури навколишнього середовища t_0^p , °С;

n – коефіцієнт, який характеризує обрану систему опалення (для низькотемпературних систем опалення $n = 0$).

Затрати енергії на насос для перекачки теплоносія нижнього джерела енергії визначаються за співвідношенням

$$L_n = \frac{V_t (\Delta p_{\text{вип}} + \Delta p_{\text{вгто}})}{\eta_n \eta_{\text{пр}}}, \quad (2.2.12)$$

де $\Delta p_{\text{вип}}$, $\Delta p_{\text{вгто}}$ – гідравлічні втрати тиску у випарнику ТН та у ВГТО відповідно, кПа;

η_n і $\eta_{\text{пр}}$ – ККД насоса теплоносія нижнього джерела енергії і його приводу відповідно.

Можна прийняти, що в оптимальному режимі роботи для насоса $\eta_n = 0,8$, а $\eta_{\text{пр}} = 0,95$ [21].

Втрати тиску при подоланні потоком теплоносія гідравлічного опору ґрунтового теплообмінника визначаються за формулою Дарсі – Вейсбаха

$$\Delta p_{\text{вгто}} = \lambda \frac{\rho_t w^2}{2} \frac{L_{\text{вгто}}}{d_{\text{вн}}}, \quad (2.2.13)$$

де λ – коефіцієнт гідравлічного тертя;

$L_{\text{вгто}} = 2L_{\text{св}}$ – довжина труби ВГТО, м.

Для подальших розрахунків прийнято, що коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається залежно від режиму течії теплоносія:

- при ламінарному режимі течії в гладких трубах ($Re < 2300$) коефіцієнт гідравлічного тертя λ визначається згідно із законом Пуазейля

$$\lambda = 64 / Re, \quad (2.2.14)$$

- при турбулентному режимі течії ($Re > 2300$) коефіцієнт гідравлічного тертя λ для гладких труб визначається за рівнянням Блазіуса

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}, \quad (2.2.15)$$

де $Re = w d_{\text{вн}} / \nu_t$;

ν_t – кінематична в'язкість теплоносія, м²/с.

Тепловий потік Q_k у співвідношенні (2.2.5) може бути визначений на основі рівняння теплового балансу ТН як

$$Q_k = Q_{\text{вип}} \frac{\varphi}{\varphi - 1}. \quad (2.2.16)$$

Тепловий потік у випарнику ТН $Q_{\text{вип}}$ визначимо із теплового балансу нижнього контуру ТН

$$Q_{\text{вип}} = Q_{\text{вгто}} + Q_{\text{ст}} = Q_{\text{вгто}} + K \cdot Q_{\text{оп}}, \quad (2.2.17)$$

де q_r – середній за сезон питомий тепловий потік, віднесений до 1 м свердловини, Вт/м;

$L_{\text{св}}$ – глибина свердловини ВГТО, м.

Тоді, з урахуванням рівнянь (2.2.9) – (2.2.13), (2.2.16) і (2.2.17), рівняння (2.2.5) для визначення сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення після деяких математичних перетворень набуде вигляду

$$l_{\text{оп}} = \frac{1}{\varphi} \left[1 + \left[\frac{\Delta p_{\text{вип}}}{\eta} \frac{w \pi d^2}{4 q_r L_{\text{св}}} + \frac{\lambda \rho_{\text{т}} w^3 \pi d}{4 q_r \eta} \right] (\varphi(1 - K) - 1) \right]. \quad (2.2.18)$$

Числовий аналіз рівняння (2.2.18) дозволяє визначити оптимальну швидкість теплоносія в ґрунтовому теплообміннику і її залежність від геометричних параметрів ВГТО в умовах використання додаткового джерела теплоти.

Разом з тим, при використанні додаткового джерела теплоти зменшується необхідна теплова потужність ВГТО, що може бути враховано відносним вкладом теплового потоку від ВГТО в загальний тепловий потік, що передається від конденсатора ТН в систему опалення. Вираз для цієї характеристики впливає із спільного рішення рівнянь (2.2.16) і (2.2.17) за умови, що $Q_k = Q_{\text{оп}}$

$$\beta = \frac{Q_{\text{вгто}}}{Q_k} = \frac{\varphi(1 - K) - 1}{\varphi}. \quad (2.2.19)$$

Розрахунковий аналіз характеристик теплонасосної схеми

Вихідні дані для розрахунків:

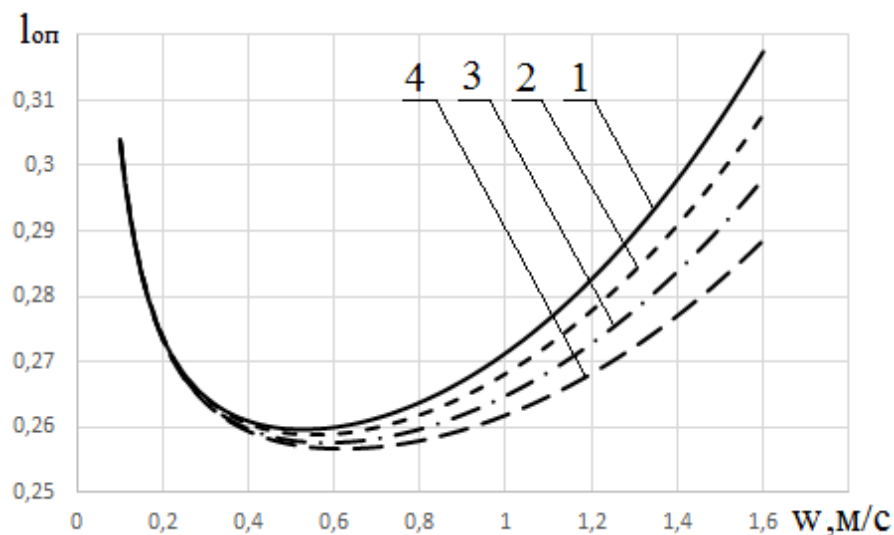
- температура 25% водяного розчину етиленгліколю на вході до випарника ТН $t_{\text{т}}^{\text{вх}} = 2, 4, 6$ °С;
- теплофізичні властивості 25% водяного розчину етиленгліколю: $\rho_{\text{т}} = 1044,636$ кг/м³;

ізобарна теплоємність $c_p = 3765$ Дж/кг·К; кінематична в'язкість $\nu_{\text{т}} = 3,308 \cdot 10^{-6}$ м²/с [35];

- втрати тиску у випарнику ТН $\Delta p_{\text{вип}} = 35$ кПа [21];
- середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1м свердловини $q_r = 25, 50, 75$ Вт/м;
- глибина свердловини $L_{\text{св}} = 50, 75, 100$ м [36];
- внутрішній діаметр труб вертикального ГТ $d_{\text{вн}} = 0,025; 0,032; 0,04$ м [36];

- розрахункова температура гріючого теплоносія $t_t^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$;
- температура навколишнього повітря $t_0 = -20; -15; -10; -5; 0; 5\text{ }^\circ\text{C}$;
- коефіцієнт $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$.

Для визначення оптимальних умов роботи теплового насоса в системі низькотемпературного водяного опалення з використанням ВГТО побудовано графічні залежності питомих затрат зовнішньої енергії $l_{\text{оп}}$ від швидкості теплоносія в нижньому контурі за розрахункової температури води в низькотемпературній системі опалення $t_t^p = 40\text{ }^\circ\text{C}$. Підставивши *вихідні дані* у рівняння (2.2.20) з урахуванням співвідношень для визначення температури теплоносія на виході з випарника ТН (2.2.10), дійсного коефіцієнта трансформації ТН (2.2.17) і температури теплоносія, що подається в систему опалення (2.2.18), отримаємо залежності, зображені на рис. 2.6.



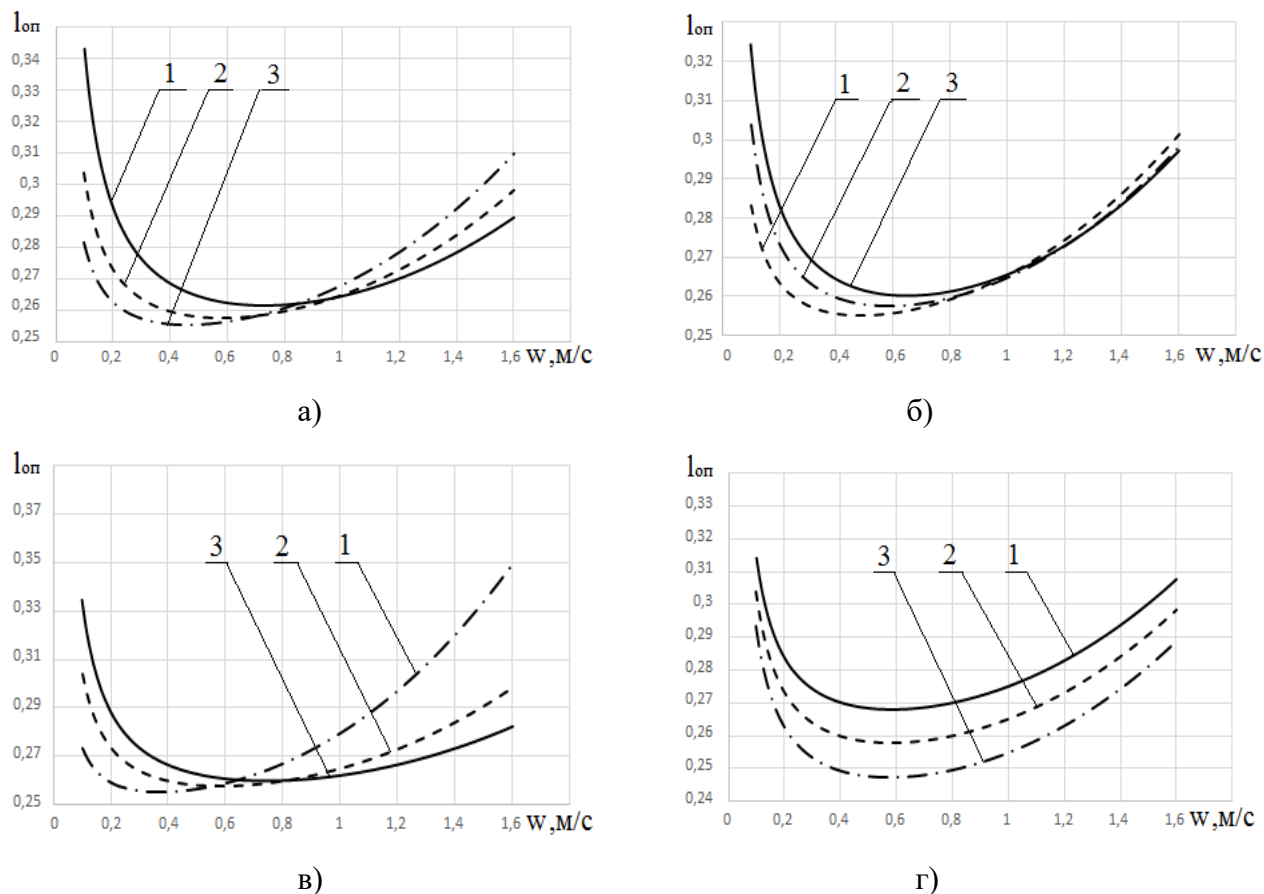
1-4 - коефіцієнт $K^p = 0; 0,1; 0,2; 0,3$, при постійних $q_t = 50\text{ Вт/м}$; $t_t^{\text{BX}} = 4\text{ }^\circ\text{C}$; $d_{\text{вн}} = 0,032\text{ м}$; $L_{\text{св}} = 75\text{ м}$.

Рисунок 2.6 - Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія

З наведеної графічної залежності чітко видно, що існують оптимальні значення швидкості теплоносія w і відповідні їм мінімальні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення. Також видно, що при збільшенні частки підведеної теплоти за рахунок стічних вод питомі сумарні затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення знижуються. Слід зазначити, що при збільшенні коефіцієнта K^p оптимальні значення швидкості теплоносія зростають.

Характер залежностей, показаних на рис. 2.7, визначений тим, що в зоні зліва від оптимального значення швидкості теплоносія домінує робота компресора, а праворуч, відповідно, затрати енергії на переміщення теплоносія в нижньому контурі ТНС.

Аналіз рис. 2.7 г показує, що зміна температури теплоносія на вході до випарника ТН у діапазоні 2...6 °С практично не впливає на оптимальну швидкість 25% водяного розчину етиленгліколю у нижньому контурі ТНУ.



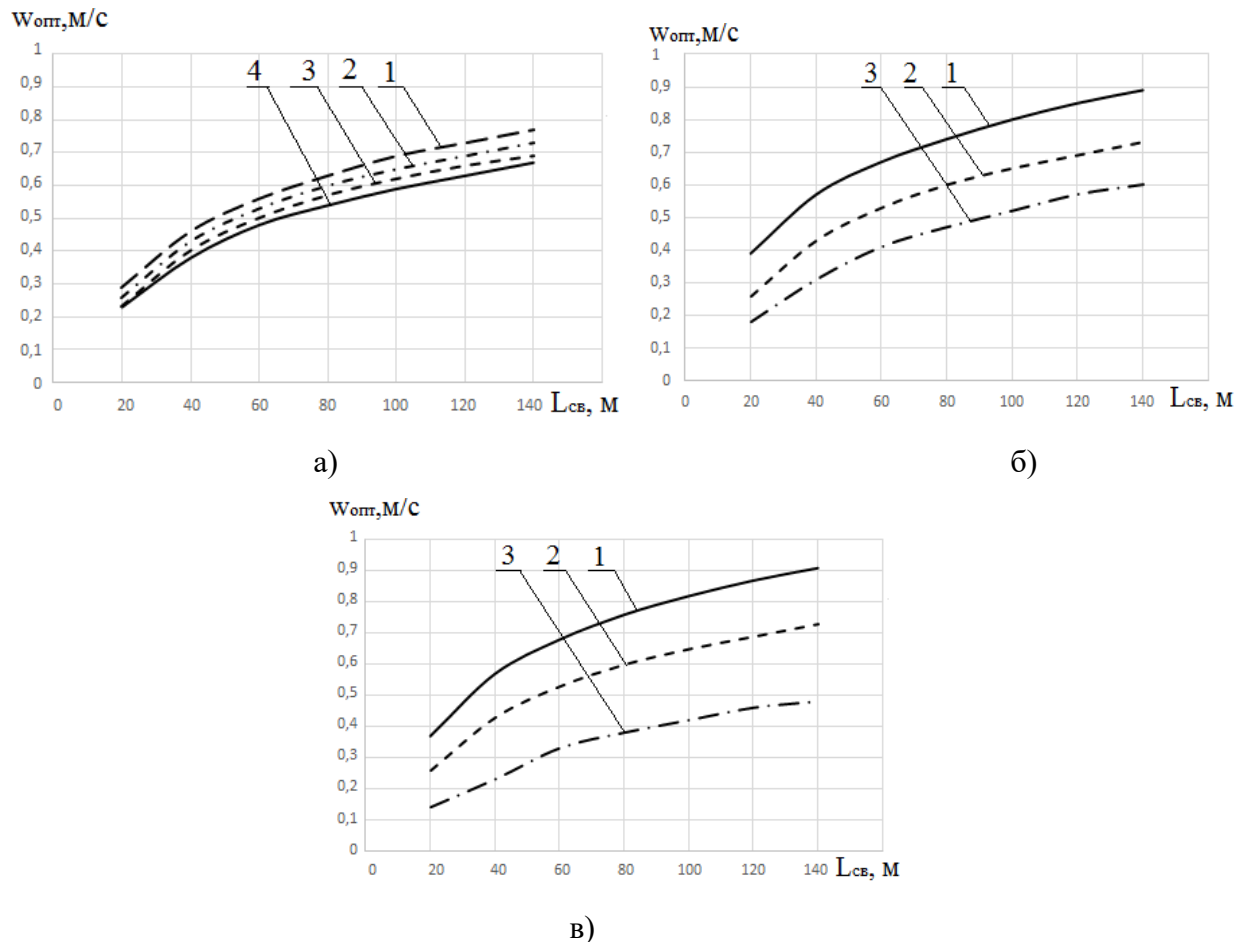
а) 1-3 внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{вн}=0,025; 0,032; 0,04$ м, при постійних $K^p=0,2$; $q_r=50$ Вт/м; $L_{св}=75$ м; $t_t^{вх}=4$ °С; б) 1-3 глибина свердловини $L_{св}=50; 75; 100$ м, при постійних $K^p=0,2$; $q_r=50$ Вт/м; $d_{вн}=0,032$ м; $t_t^{вх}=4$ °С; в) 1-3 середній за сезон питомий тепловий потік $q_r=75; 50; 25$ Вт/м, при постійних $d_{вн}=0,032$ м; $L_{св}=75$ м; $K^p=0,2$; $t_t^{вх}=4$ °С; г) 1-3 температура теплоносія на вході до випарника $t_t^{вх}=2, 4, 6$ °С при постійних $d_{вн}=0,032$ м; $q_r=50$ Вт/м; $L_{св}=75$ м; $K^p=0,2$.

Рисунок 2.7 - Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від швидкості теплоносія

Виходячи з цього, графічні залежності на рис. 2.8 побудовані для середнього значення $t_t^{вх}=4$ °С. Прийнято коефіцієнт $K^p=0,2$, як найбільш реальний на практиці.

Рис. 2.8 а демонструє вказану вище залежність при зміні коефіцієнта $K^p=0,3; 0,2; 0,1; 0$, при $q_r, d_{вн}$ та $t_t^{вх} = \text{const}$, а рис. 2.8 б, відповідно, при зміні внутрішнього діаметра труби в

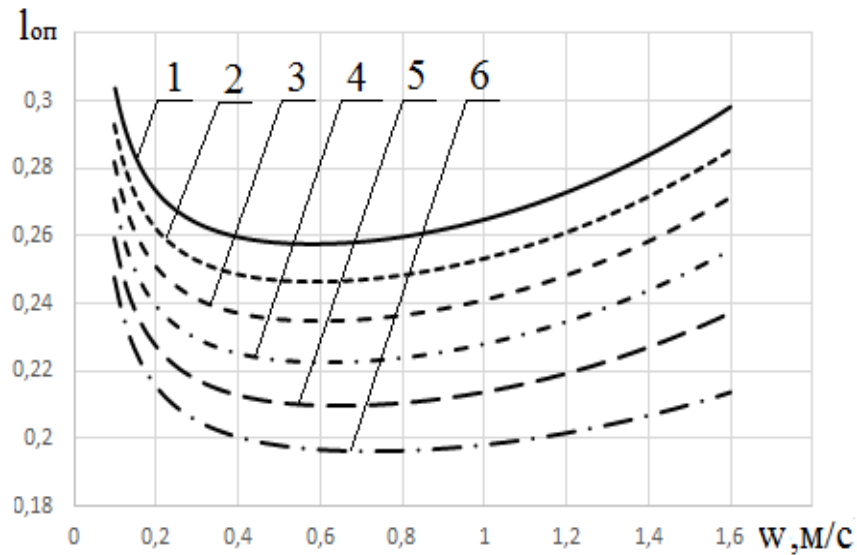
діапазоні 0,025; 0,032; 0,04 м при q_r , K^p та $t_t^{bx} = \text{const}$, рис. 2.8 в – при зміні середнього за сезон питомого теплового потоку через ВГТО $q_r=75; 50; 25$ Вт/м, при d_{bh} , K^p та $t_t^{bx} = \text{const}$.



а) 1-4 коефіцієнт $K^p=0,3; 0,2; 0,1; 0$, при постійних $q_r=50$ Вт/м; $d_{bh}=0,032$ м; $t_t^{bx}=4$ °C ; б) 1-3 внутрішній діаметр труби ВГТО $d_{bh}=0,025; 0,032; 0,04$ м, при постійних $q_r=50$ Вт/м; $K^p=0,2$; $t_t^{bx}=4$ °C ; в) 1-3 середній за сезон питомий тепловий потік $q_r=75; 50; 25$ Вт/м, при постійних $d_{bh}=0,032$ м; $K^p=0,2$; $t_t^{bx}=4$ °C .

Рисунок 2.8 - Залежність оптимальної швидкості теплоносія від глибини свердловини

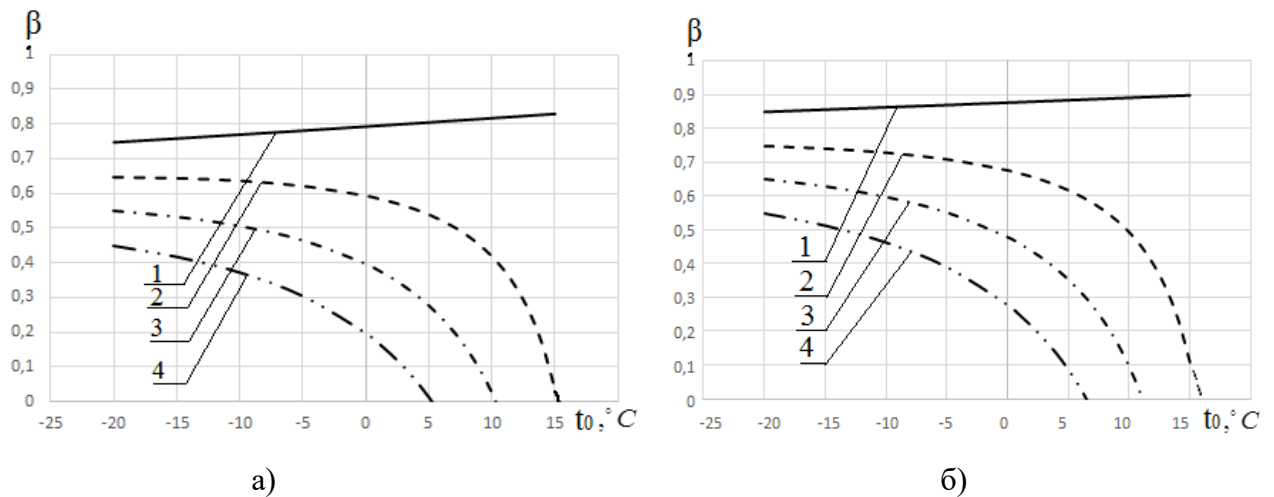
Побудовано залежність сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури навколишнього середовища при заданих інших визначальних параметрах системи, оскільки температура навколишнього повітря в опалювальний період змінюється в достатньо широких межах. З залежностей, представлених на рис. 2.9, видно, що сумарні питомі затрати зовнішньої енергії на ТНС опалення у великій мірі залежать від температури навколишнього середовища. Таким чином при проектуванні ТНС опалення необхідно індивідуально розглядати об'єкт та обов'язково враховувати цей фактор.



1-6 температура зовнішнього повітря $t_0 = -20; -15; -10; -5; 0; 5$ °C, при постійних $K^p=0,2$;
 $q_r=50$ Вт/м; $L_{cb}=75$ м; $d_{bh}=0,032$ м; $t_t^{bx}=4$ °C .

Рисунок 2.9 - Залежність питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на ТНС опалення від температури зовнішнього повітря

Для того, щоб прослідкувати термодинамічну ефективність встановлення теплообмінника на умовно-чистих стічних водах на рис. 2.10 показано залежність відносної продуктивності ВГТО від температури зовнішнього повітря у випадку ідеальної та реальної ТНУ.



а) $\eta_{TH} = 0,6$; 1-4 коефіцієнт $K^p=0; 0,1; 0,2; 0,3$, при постійних $q_r=50$ Вт/м; $L_{cb}=75$ м; $d_{bh}=0,032$ м; $t_t^{bx}=4$ °C; б) $\eta_{TH} = 1$; 1-4 коефіцієнт $K^p=0; 0,1; 0,2; 0,3$, при постійних $q_r=50$ Вт/м; $L_{cb}=75$ м; $d_{bh}=0,032$ м; $t_t^{bx}=4$ °C.

Рис. 2.10 - Залежність відносної продуктивності ВГТО від температури зовнішнього повітря

З графічних залежностей на рис. 2.10 видно, що відносна продуктивність ВГТО при збільшенні температури навколишнього середовища – зменшується і при деяких температурах

потреба в теплоті від ВГТО зникає. Видно, що при збільшенні K^p частка додаткового джерела теплоти зростає та при подальшому зростанні температури навколишнього середовища (перетин графіків з віссю абсцис) відбувається так звана «закачка» теплоти в ґрунт, що дозволить забезпечити стабільні та прийнятні умови використання теплоти ґрунту в подальшому. При збільшенні кількості теплоти, що відбирається в $TO_{св}$ дана реверсна температура навколишнього середовища буде зменшуватись.

Висновки

Наведений аналіз засвідчив, що при додатковому використанні теплоти умовно-чистих стічних вод в ТНС опалення будинку з використанням теплоти ґрунту має місце підвищення ефективності роботи вихідної схеми та позитивна зміна параметрів ґрунтового теплообмінника. При цьому можна зробити наступні висновки.

1 Як і у вихідній схемі з ГТО, існує оптимальна швидкість теплоносія в нижньому контурі ТН, яка зростає при підвищенні долі витрат теплоти K^p на ГВП, зменшується зі збільшенням діаметра труби $d_{вн}$ ГТО, глибини свердловини $L_{св}$ та середнього за сезон теплового потоку q_g , не залежить від розрахункової температури теплоносія на вході до випарника ТН та слабо залежить від температури навколишнього повітря.

2 Отримані графічні залежності для величини β показують, що при використанні теплоти стічних вод відносна теплова потужність ВГТО в загальному тепловому потоці на опалення зменшується, показують, за рахунок чого можна суттєво знизити глибину свердловини ґрунтового контуру (капітальні затрати на інсталяцію) та затрати енергії на роботу компресора (експлуатаційні затрати).

3 При зростанні температури навколишнього середовища частка теплоти на опалення, що відбирається безпосередньо з ВГТО, зменшується і при певному її значенні відбувається реверс системи – так звана «закачка» теплоти в ґрунт, що сприяє суттєвому поліпшенню умов подальшої експлуатації земельної ділянки для ТНС опалення.

Отримані результати буде покладено в подальшу наукову та проектну роботу по вдосконаленню існуючих ТНС опалення.

2.3 Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів

На даний час теплонасосна технологія отримання теплової енергії є загально визнаною альтернативою в вирішенні проблеми економії енергії та підвищення енергоефективності традиційного теплогенеруючого обладнання. Завдяки відомим перевагам широкого

розповсюдження у світі в системах теплопостачання різних об'єктів набули, зокрема, теплові насоси з використанням теплоти ґрунту. Однак, в Україні такі системи досі не набули широкого використання з цілого ряду причин, однією з яких є досить великі стартові капіталовкладення та високий рівень окупності, що для ґрунтового теплового насосу становить в середньому 5-7 років [27]. Тому актуальними на даний час є роботи в напрямку підвищення енергоефективності таких систем, що може сприяти зменшенню як експлуатаційних, так і початкових капітальних затрат на спорудження теплового насоса і ґрунтового теплообмінника. Відповідні задачі можуть бути вирішені шляхом розробки комбінованих теплонасосних систем з використанням теплоти ґрунту та додаткових низькотемпературних джерел енергії [37,21].

Конкретні можливості для розробки і впровадження в роботу таких нових схем виникають при розгляді та рішенні питань опалення та вентиляції широкого класу об'єктів, серед яких школи, лікарні, дитячі садочки, торговельно-розважальні комплекси, виробництва та інші. Характерним для таких об'єктів є великий об'єм приміщень та великі витрати теплоти на вентиляцію. В такому випадку виникають задачі комбінування як верхніх (опалення та вентиляція), так і нижніх джерел енергії з використанням, як додаткового джерел, теплоти вентиляційних викидів

В цьому напрямку було розроблено комбіновану схему для опалення та вентиляції об'єкта з використанням теплоти вентиляційних викидів та ґрунту. Проведено термодинамічний аналіз такої схеми, на основі якого зроблені висновки щодо зменшення питомих затрат зовнішньої енергії на систему опалення і вентиляції та пониження стартових капітальних затрат на виготовлення і монтаж теплового насоса і ґрунтового теплообмінника.

Мета та завдання

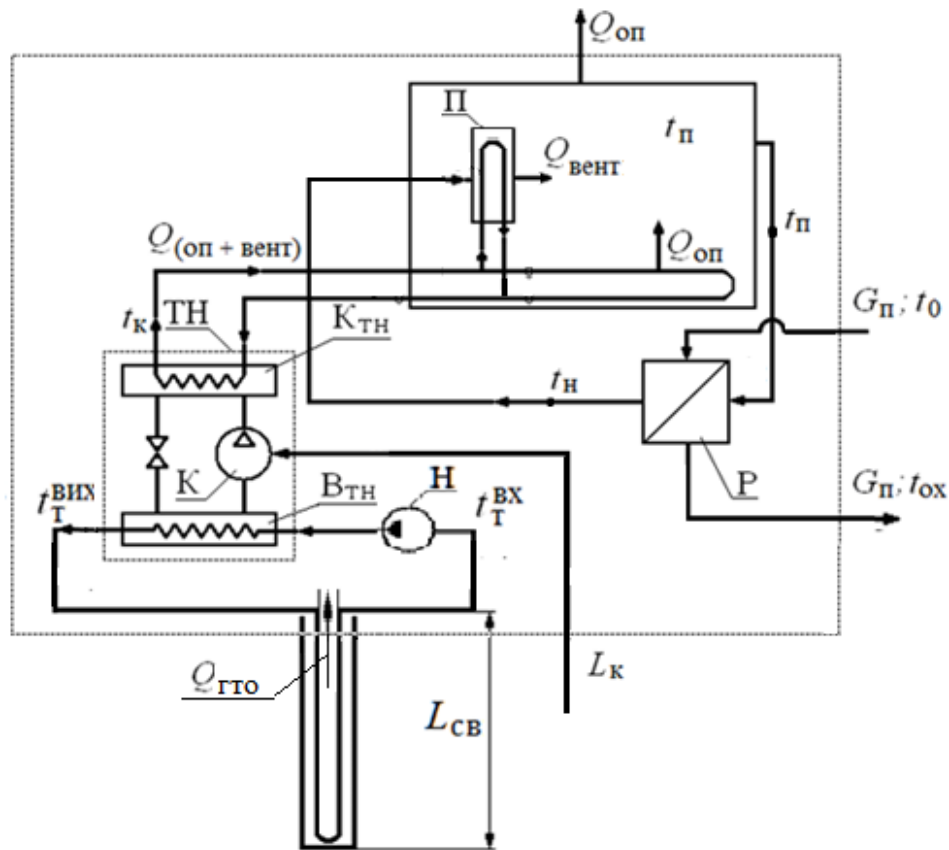
Метою статті є проведення аналізу термодинамічної ефективності схеми опалення та вентиляції об'єкта з використанням ґрунтового теплового насоса та вентиляційних викидів, як низькопотенційної скидної енергії.

Опис роботи схеми

Принципова схема теплонасосного опалення та вентиляції показана на рис. 2.11.

Особливістю наведеної схеми є поєднання ґрунтового теплового насоса з системою водяного опалення та вентиляції приміщення, а також з рекуператором для використання теплоти вентиляційних викидів $Q_{\text{вент}}$. За цією схемою свіже атмосферне повітря попередньо підігрівається в рекуператорі за рахунок теплоти відпрацьованого витяжного повітря до температури t_n і направляється в опалюване приміщення, де догрівається до необхідної температури припливного повітря $t_{\text{п}}$. Ґрунтовий тепловий насос, що є джерелом теплоти для

всієї системи, забезпечує як необхідний догрів вентиляційного повітря, так і витрату теплоти $Q_{оп}$ для системи водяного опалення об'єкта теплопостачання. Очевидно, що чим більше тепловий потік, що втрачається на вентиляцію в порівнянні з тепловим потоком на опалення і чим більша доля цього теплового потоку повертається за допомогою рекуператора на вхід в приміщення, тим менший тепловий потік від конденсатора теплового насоса необхідний для того, щоб задовольнити загальні витрати теплоти на опалення і вентиляцію приміщення.



ТН – тепловий насос; К_{ТН} – конденсатор ТН; В_{ТН} – випарник ТН; К – компресор; П – підігрівач повітря після рекуператора; Н – насос нижнього контуру; Р – рекуператор

Рисунок 2.11 – Принципова схема комбінованої теплонасосної системи низькотемпературного водяного опалення та вентиляції з використанням теплоти вентиляційних викидів та ґрунту.

Термодинамічний аналіз теплонасосної системи опалення

Для того, щоб виконати термодинамічний аналіз представленої схеми і визначити на його основі її енергоефективність, необхідно попередньо визначити невідомі параметри в вузлових точках схеми. Якщо вважати заданими такі параметри схеми, як температура повітря в приміщенні $t_п$, температура зовнішнього атмосферного приміщення t_0 , витрату теплоти на опалення $Q_{оп}$ і на вентиляцію $Q_{вент}$, то невідомими параметрами схеми будуть: температури повітря після рекуператора $t_н$ і $t_{ох}$, температура води на виході з конденсатора ТН, температури

теплоносія на вході і виході з випарника ТН t_T^{BX} , t_T^{BIX} , а також тепловий потік від ґрунтового теплообмінника $Q_{ГТО}$.

Якщо ефективність роботи рекуператора охарактеризувати величиною коефіцієнта рекуперації η_p

$$\eta_p = \frac{t_{\Pi} - t_{ox}}{t_{\Pi} - t_0}, \quad (2.3.1)$$

то на основі рівняння теплового балансу рекуператора можна визначити величини t_n і t_{ox} [21]

$$t_n = t_0 + (t_{\Pi} - t_0)\eta_p, \quad (2.3.2)$$

$$t_{ox} = t_{\Pi} - (t_{\Pi} - t_0)\eta_p. \quad (2.3.3)$$

Температура теплоносія на вході в випарник ТН t_T^{BX} або на виході з ґрунтового теплообмінника (ГТО) може бути прийнята на основі рекомендацій [38,39] щодо умов ефективної роботи ГТО. Тоді, температура теплоносія на виході з випарника t_T^{BIX} може бути визначена за умови підтримання оптимальної різниці температур на вході і виході з випарника ТН [35] як $t_T^{BIX} = t_T^{BX} - \Delta t_{opt}$, де

$$\Delta t_{opt} = \sqrt{\frac{A(273 + t_K + \Delta t_K)}{\eta_B \eta_{\Pi p}}} \left[\eta_{TH} - 1 + \frac{273 + t_T^{BX} - \Delta t_{BIP}}{273 + t_K + \Delta t_K} \right]. \quad (2.3.4)$$

Температура теплоносія t_K , що подається в систему опалення, визначається за співвідношенням [35]

$$t_K = t_{\Pi} + (t_T^p - t_{\Pi}) \left[\frac{(t_{\Pi} - t_0)}{(t_{\Pi} - t_0^p)} \right]^{\frac{1}{(1+n)}}, \quad (2.3.5)$$

Тепловий потік від ґрунтового теплообмінника $Q_{ГТО}$ в схемі з рекуператором може бути визначений із рівняння теплового балансу всієї схеми

$$G_{\Pi} c_{\Pi} t_0 + L_K + Q_{ГТО} = Q_{оп} + G_{\Pi} c_{\Pi} t_{ox}, \quad (2.3.6)$$

де L_K - потужність приводу компресора ТН може бути представлена як

$$L_K = \frac{Q_{BIP}}{\varphi - 1} = \frac{Q_{ГТО}}{\varphi - 1}, \quad (2.3.7)$$

а $Q_{он}$ - витрата теплоти на опалення визначається із співвідношення витрат теплоти на вентиляцію і опалення $m = Q_{вент} / Q_{оп}$ як

$$Q_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{вент}}}{m} = G_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) \frac{1}{m}. \quad (2.3.8)$$

Тоді, із рівняння (2.3.6) з урахуванням (2.3.7) і (2.3.8) отримуємо вираз для $Q_{\text{ГТО}}$

$$Q_{\text{ГТО}} = G_{\text{п}} c_{\text{п}} (t_{\text{п}} - t_0) \left[\frac{1+m}{m} - \eta_{\text{п}} \right] \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (2.3.9)$$

Коефіцієнт трансформації теплоти φ в рівнянні (2.3.9) визначається як

$$\varphi = \varphi_{\text{Т}} \eta_{\text{ТН}}, \quad (2.3.10)$$

де $\eta_{\text{ТН}}$ – коефіцієнт, що враховує реальні процеси, що здійснюються робочим тілом у ТН, який згідно з рядом джерел може змінюватись в діапазоні 0,6...0,8 (приймаємо $\eta_{\text{ТН}} = 0,6$) [39]; $\varphi_{\text{Т}}$ – теоретичний коефіцієнт трансформації ТН.

Коефіцієнт трансформації теплоти ідеального циклу Карно $\varphi_{\text{Т}}$ з урахуванням теплових необоротностей у випарнику та конденсаторі ТН визначається за співвідношенням

$$\varphi_{\text{Т}} = \frac{1}{1 - \frac{T_{\text{в}}^{\text{ТН}}}{T_{\text{к}}^{\text{ТН}}}} = \frac{1}{1 - \frac{273 + t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в}}}{273 + t_{\text{к}} + \Delta t_{\text{к}}}}, \quad (2.3.11)$$

Після визначення невідомих параметрів можна визначити характеристики енергоефективності схеми. Такими характеристиками для даної схеми можуть бути: питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти для задоволення потреб вентиляції і опалення, питомі витрати теплоти ґрунту в загальній кількості теплоти, що витрачається на опалення і вентиляцію, а також відношення теплової потужності ґрунтового теплообмінника в схемі з рекуператором до відповідної потужності в схемі без рекуператора.

Питомі затрати зовнішньої енергії на вироблення одиниці теплоти на вході даної системи тепlopостачання можуть бути визначені як відношення затрат енергії на привід компресора ТН до загальних витрат теплоти на опалення і вентиляцію

$$l_{\text{оп+вент}} = \frac{L_{\text{к}}}{Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}}}. \quad (2.3.12)$$

Величина L_K визначається за рівняннями (7) і (9), а загальні витрати теплоти на систему теплопостачання можна виразити як

$$Q_{оп} + Q_{вент} = Q_{оп}(1 + m) = Q_{вент} \frac{1 + m}{m} = G_{п} C_{п} (t_{п} - t_0) \frac{1 + m}{m}, \quad (2.3.13)$$

Тоді, з урахуванням (7), (9) і (13) рівняння (12) набуває вигляду

$$l_{оп+вент} = \frac{1}{\varphi} \left[1 - \eta_p \frac{m}{1 + m} \right]. \quad (2.3.14)$$

Важливою характеристикою даної системи теплопостачання є відносна потужність ґрунтового теплообмінника, оскільки вона в значній мірі визначає капітальні затрати на спорудження системи. Аналогічно рівнянню (2.3.12) вона може бути визначена як

$$l_{ГТО} = \frac{Q_{ГТО}}{Q_{оп} + Q_{вент}}. \quad (2.3.15)$$

З урахуванням рівнянь (2.3.9) для $Q_{ГТО}$ і (2.3.13) для суми $Q_{оп} + Q_{вент}$ рівняння (2.3.17) приймає вигляд

$$l_{ГТО} = \left(1 - \frac{m}{1 + m} \eta_p \right) \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (2.3.16)$$

Нарешті, цікавою характеристикою для даної системи є відношення теплової потужності ґрунтового теплообмінника в системі з рекуператором по відношенню до відповідної потужності ГТО в традиційній системі без рекуператора, оскільки ця величина показує відносне зменшення затрат на спорудження ГТО в системі з рекуператором. При цьому теплова потужність ГТО $Q_{ГТО}$ в системі з рекуператором може бути визначена за рівнянням (9), а потужність ГТО $Q_{ГТО}^{\delta.p.}$ в системі без рекуператора за тим же рівнянням при $\eta_p = 0$, тобто за рівнянням

$$Q_{ГТО}^{\delta.p.} = G_{п} c_{п} (t_{п} - t_0) \left[\frac{1 + m}{m} \right] \frac{\varphi - 1}{\varphi}. \quad (2.3.17)$$

Тоді, з урахуванням (2.3.9) і (2.3.17) отримуємо

$$\frac{Q_{ГТО}}{Q_{ГТО}^{\delta.p.}} = 1 - \frac{m}{1 + m} \eta_p. \quad (2.3.18)$$

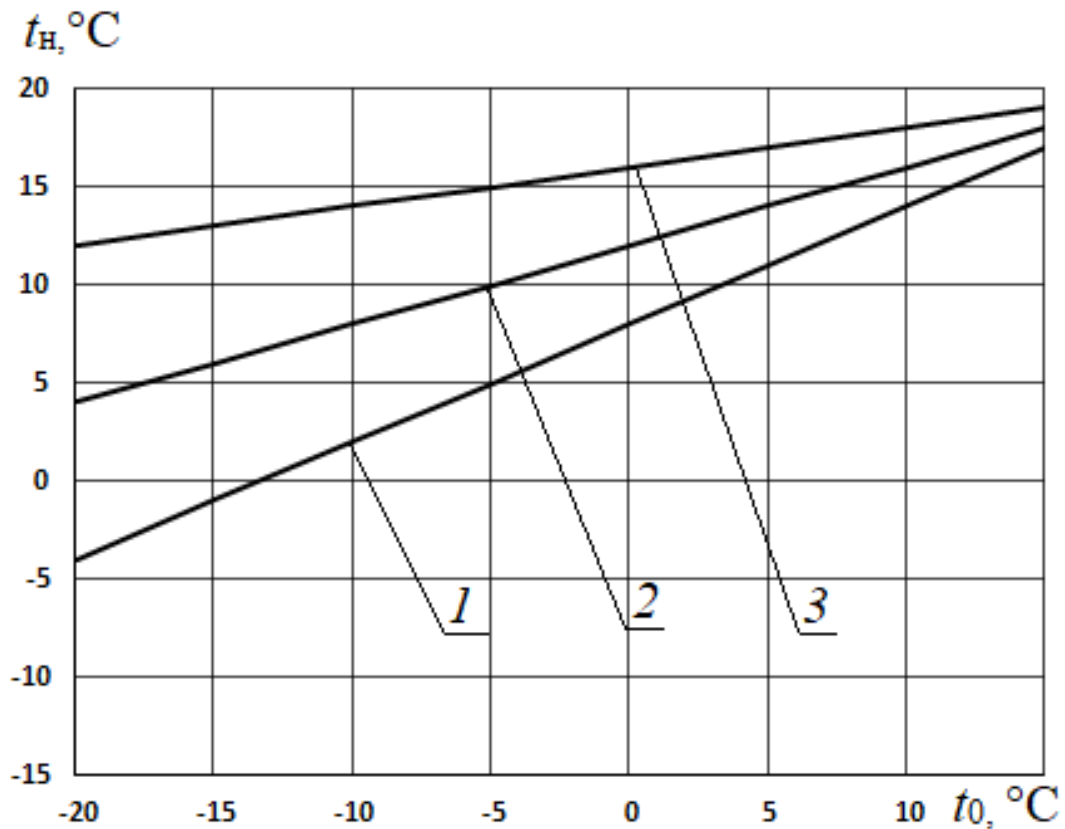
Розрахунковий аналіз схеми

Для визначення основних параметрів та величин, що характеризують енергетичну ефективність використання запропонованої схем було використано метод чисельного аналізу.

Вихідні дані для розрахунку:

- температура повітря в приміщенні $t_{\text{п}} = 20^{\circ}\text{C}$;
- температура теплоносія нижнього контуру ТН на виході з ГТО або на вході до випарника ТН прийнята згідно з рекомендаціями [38,39] $t_{\text{Т}}^{\text{ВХ}} = 3^{\circ}\text{C}$;
- розрахункова температура води на вході в низькотемпературну систему опалення-вентиляції прийнята на рівні $t_{\text{Т}}^{\text{Р}} = 45^{\circ}\text{C}$;
- температура навколишнього атмосферного повітря $t_{\text{о}} = -20...15^{\circ}\text{C}$;
- відношення витрат теплоти на вентиляцію та опалення прийнято в діапазоні, що відповідає його значенням як для житлових, так і для громадських приміщень $m = 0...2,0$.
- коефіцієнт рекуперації рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря прийнятий у відповідності з даними роботи [42] $\eta_{\text{р}} = 0,4...0,8$;

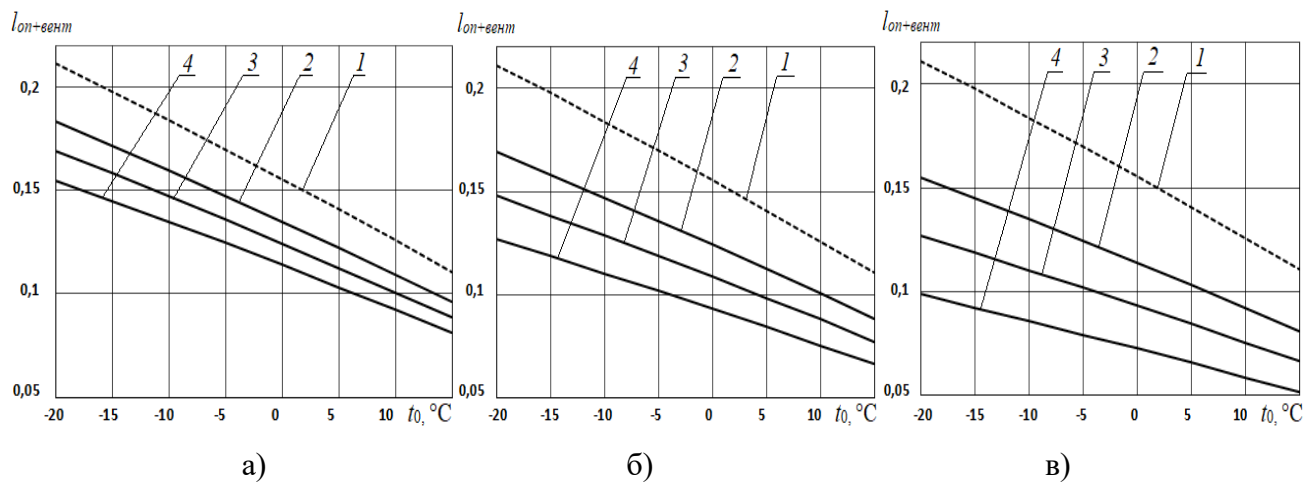
На початковій стадії оцінки ефективності використання рекуператора вентиляційних викидів в даній схемі, приведемо залежність температури припливного повітря, підігрітого в рекуператорі від температури навколишнього повітря (рис. 2.12). Із рисунка видно, що попередній підігрів припливного повітря в утилізаторі в значній мірі підвищує його температуру на вході в приміщення і тим більше, чим нижче температура зовнішнього атмосферного повітря і чим вище значення коефіцієнта рекуперації утилізатора $\eta_{\text{р}}$. Дане явище вказує на те, що рекуперативний підігрів повітря перед подачею до приміщення значно знижує затрати енергії в додаткових теплообмінних апаратах систем припливної вентиляції та суттєво покращує умови їх роботи (знижує ризик обмерзання теплообмінних поверхонь та повітропроводів).



1-3 – коефіцієнт рекуперації теплообмінника відповідно $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$.

Рисунок 2.12 - Залежності температури припливного повітря на виході з рекуператора від температури навколишнього середовища

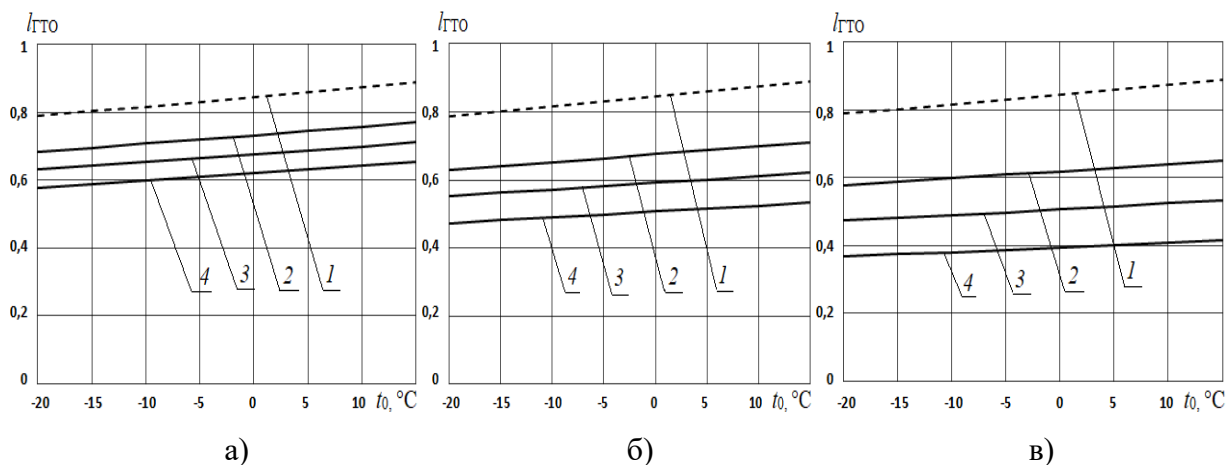
Важливою характеристикою термодинамічної ефективності теплонасосної системи тепlopостачання є питомі затрати зовнішньої енергії на систему. На рис. 2.13, а - в показана залежність $l_{оп+вент}$ від температури зовнішнього повітря при різних значеннях коефіцієнтів m та η_p . Штрихова лінія на цих рисунках відповідає значенню $m = 0$, тобто випадку відсутності вентиляції і затратам енергії тільки на систему опалення. Видно, що питомі затрати енергії на комбіновану систему опалення і вентиляції зменшуються, причому тим в більшій мірі, чим більше значення як величини m , так коефіцієнта η_p . З графіків також можна зробити висновок, що в даних межах зміни коефіцієнтів m і η_p за рахунок використання рекуператора питомі затрат енергії на опалення та вентиляцію можна зменшити на величину від 15 до 50 %.



а - $\eta_p = 0,4$; б - $0,6$; в - $0,8$; 1-4 - $m = 0; 0,5; 1,0; 2,0$ відповідно.

Рисунок 2.13 - Залежності питомих затрат зовнішньої енергії на опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря

Іншою характеристикою, яка показує ефективність даної комбінованої теплонасосної схеми теплопостачання з використанням ґрунтового теплового насоса і рекуператора вентиляційного повітря, є доля теплоти $l_{ГТО}$, що постачається за допомогою ГТО, в загальній витраті теплоти на опалення і вентиляцію. Графіки зміни цієї характеристики від параметрів задачі наведені на Рис. 2.14, а – в. Штриховою лінією на цих графіках показана відповідна залежність для $l_{ГТО}$ при значенні $m = 0$, тобто для системи без вентиляції.

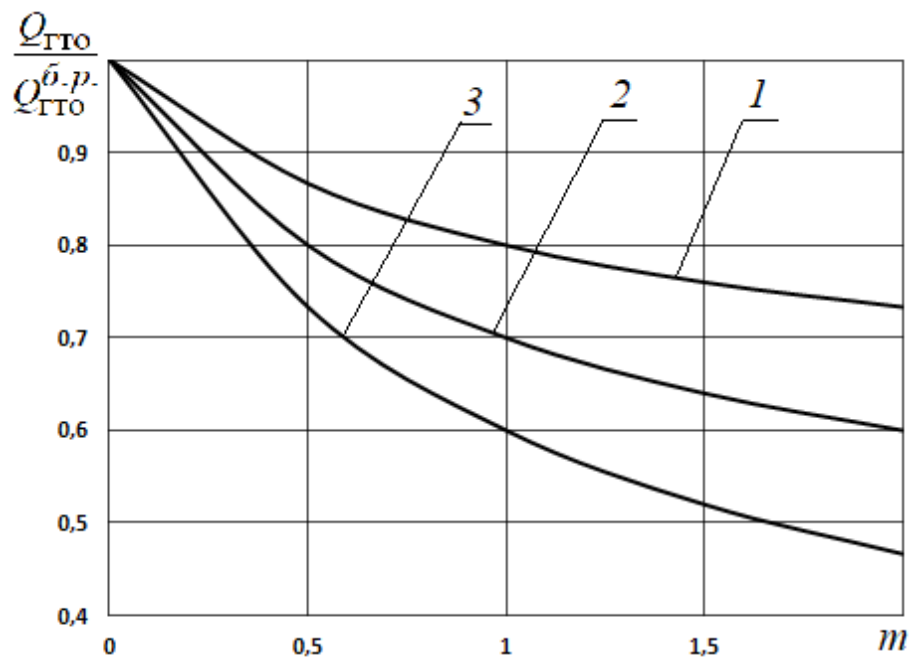


а), б), в) - $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно; 1-4 - $m = 0; 0,5; 1,0; 2,0$.

Рисунок 2.14 - Залежності частки теплоти, що надходить від вертикального ґрунтового теплообмінника в загальній кількості теплоти на опалення та вентиляцію від температури атмосферного повітря

Отримані залежності ділять графічну область на три зони: перша – під суцільними лініями – показує кількість теплоти в загальному тепловому потоці, що забезпечується за рахунок ГТО; друга – над штриховими лініями – відповідає енергії, що підведена до системи за рахунок роботи компресора ТН; третя – між штриховими і суцільними лініями – відповідає відносному вкладу теплоти від рекуператора- підігрівача припливного повітря в загальній кількості теплоти на опалення та вентиляцію. З графіків на рис. 2.14 видно, що відносний вклад теплоти від ГТО з ростом величин m і η_p зменшується, що свідчить про зменшення габаритів ГТО, а значить, і капітальних затрат на його спорудження. При $m = 2$ і $\eta_p = 0,8$ зменшення величини $l_{\text{ГТО}}$ може бути більше, ніж в 2 рази. Цікаво, що зменшення теплової потужності ГТО слабо залежить від температури навколишнього повітря.

Відносна зміна теплової потужності ґрунтового теплообмінника від параметрів m і η_p для даної теплонасосно-рекуператорної схеми опалення і вентиляції в порівнянні з теплонасосною системою опалення і вентиляції без рекуператора проілюстрована на рис. 2.15.



1-3 – $\eta_p = 0,4; 0,6; 0,8$ відповідно.

Рисунок 2.15 - Залежність відношення навантажень на вертикальний ґрунтовий теплообмінник у схемі з використанням рекуператора та без нього від коефіцієнта m

Можна чітко прослідкувати, що в даному діапазоні зміни параметрів m і η_p потужність ГТО в схемі з рекуператором в порівнянні зі схемою без рекуператора зменшується на величину від 20 до 53 %. Тому можна зробити висновок, що відповідне зменшення геометричних розмірів або числа ГТО у теплонасосній схемі з використанням рекуператора-

утилізатора відпрацьованого повітря приводить до значних не тільки експлуатаційних, а і капітальних затрат.

Висновки

1 Запровадження запропонованої комбінованої схеми збільшує температуру повітря, що подається на підігрівачі вентиляційної системи. Це в свою чергу зменшує навантаження на теплообмінники вентиляції та покращує умови їх роботи, зменшуючи ризик обмерзання повітропроводів.

2 Енергоефективність системи тепlopостачання підвищується зі збільшенням як коефіцієнта рекуперації рекуператора, так і відносної витрати теплоти на вентиляцію в порівнянні з витратою теплоти на опалення.

3 Зменшення загальних затрат енергії на систему опалення і вентиляції має наслідком не тільки підвищення енергоефективності системи тепlopостачання, але приводить і до зменшення капітальних затрат на спорудження теплонасосної установки (зокрема, на спорудження дороговартісного ґрунтового теплообмінника) пропорційно зменшенню її необхідної потужності.

2.4 Висновки до розділу 2

Як видно з приведеного вище аналізу усі з запропонованих рішень виконують свою функцію, а саме підвищують термодинамічну ефективність застосування теплонасосних технологій для цілей тепlopостачання.

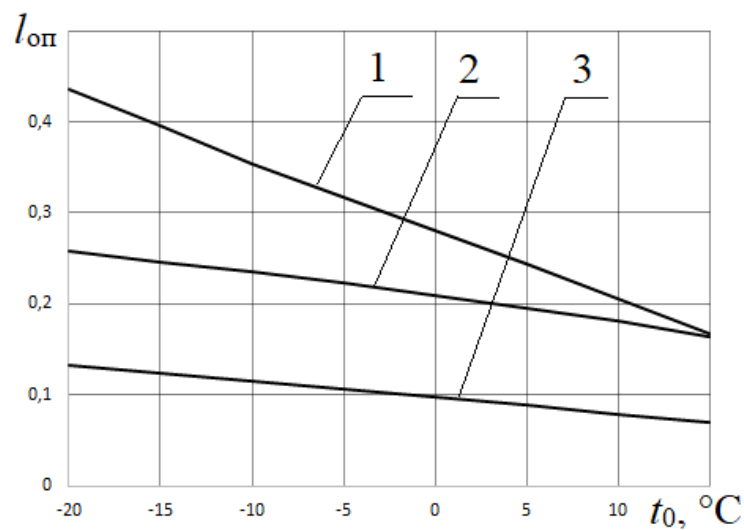
Для порівняння комбінованих теплонасосних схем з різними додатковими джерелами теплоти було взято величину питомих затрат зовнішньої енергії на систему тепlopостачання – універсальний критерій, що показує скільки одиниць зовнішньої, в даному випадку електричної, енергії необхідно витратити для отримання одиниці теплоти.

Для того, щоб охопити найбільш коректний спектр систем тепlopостачання в порівнянні ефективності було прийнято наступні величини:

- 1) Система теплонасосного опалення з використанням теплоти ґрунту та умовно чистих стічних вод
 - середній за сезон тепловий потік, віднесений до 1м свердловини $q_r = 50 \text{ Вт/м}$;
 - глибина свердловини $L_{\text{св}} = 75 \text{ м}$;
 - внутрішній діаметр труб вертикального ГТ $d_{\text{вн}} = 0,032 \text{ м}$;
 - коефіцієнт пропорційності між тепловими потоками стічних вод та на опалення $K^p = 0,2$.
- 2) Система теплонасосного опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку

- коефіцієнт пропорційності між тепловими потоками на ГВП та опалення в розрахунковий період $K^p = 0,2$;
 - комплекс, що залежить від аеродинамічного опору випарника $A = 0,1$.
- 3) Система теплонасосного опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів
- відношення витрат теплоти на вентиляцію та опалення прийнято $m = 1$;
 - коефіцієнт рекуперації рекуператора-утилізатора теплоти відпрацьованого повітря прийнятий $\eta_p = 0,6$.

Результати порівняння схем за питомими витратами зовнішньої енергії на систему теплопостачання в графічній формі показано на рис. 2.16.



1 – використання теплоти повітря та стічних вод; 2 – використання теплоти ґрунту та стічних вод; 3 – використання теплоти ґрунту та вентиляційних викидів.

Рисунок 2.16 - Порівняння комбінованих схем за питомими затратами зовнішньої енергії

З наведених на рисунку кривих можна помітити той факт, що крива 1, якій відповідають питомі затрати зовнішньої енергії при використанні теплоти атмосферного повітря та стічних вод, має більш крутий кут нахилу до осі абсцис і більш явно залежить від температури зовнішнього повітря ніж інші дві схеми, які використовують як основне джерело теплоту ґрунту.

Слід виділити той факт, що найбільш ефективним рішенням з запропонованих є використання теплонапосної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів. При застосуванні даної комбінованої схеми [43] за температури навколишнього повітря $-10\text{ }^\circ\text{C}$ для вироблення 10 кВт теплової енергії необхідно затратити лише близько 1,1 кВт роботи компресора.

З АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНОЇ ТЕПЛОНАСОСНОЇ СХЕМИ ОПАЛЕННЯ І ВЕНТИЛЯЦІЇ ВИРОБНИЧОЇ БУДІВЛІ ЗА АДРЕСОЮ М. КИЇВ, ВУЛ. МАГНІТОГОРСЬКА, БУД. 1 «Ч» З ВИКОРИСТАННЯМ ТЕПЛОТИ ҐРУНТУ ТА ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ

3.1 Опис об'єкту теплопостачання

Для ілюстрації результатів дослідження прийнято рішення про застосування запропонованої схеми до системи теплопостачання виробничого приміщення промислового призначення, що знаходиться за адресою м. Київ, вул. Магнітогорська 1, літ.4.

На фото 3.1 показано промисловий комплекс, який є об'єктом досліджень.

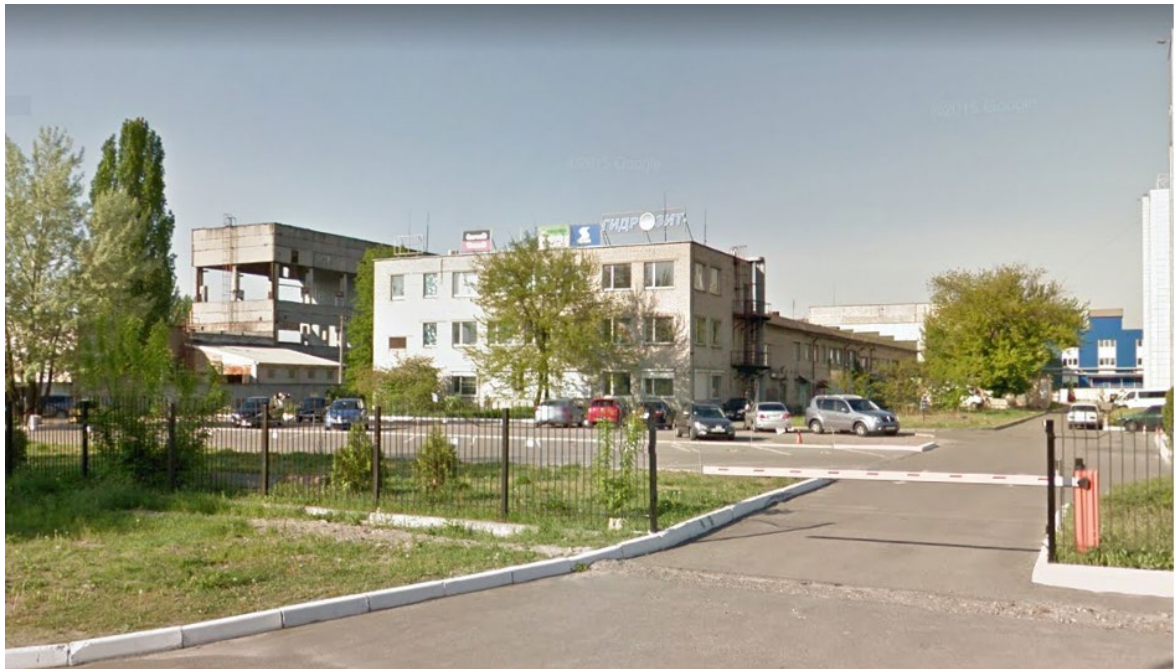


Фото 3.1 - Промисловий комплекс компанії ТОВ «Телевідео».

Виробнича будівля (рис. 3.1), в якій обладнано цех з виробництва радіоелектронного обладнання для студій ефірного та кабельного телебачення являє собою триповерхову конструкцію з горищем, без підвалу, загальною площею 1221 м², оснащена ґрунтовими тепловими насосами (ґрунт-вода). Розміри стін: 23,3×17,8 м, висота стелі поверхів 3,5 м. Стіни складаються з шарів білої силікатної цегли (густина 1600 кг/м³) та плит екологічного утеплювача «Термолайф Вент Фасад» товщиною 100мм (густина 80 кг/м³). Загальна площа вікон становить 259 м². У віконні прорізи встановлено двокамерні склопакети з відстанню між стеклами 8 мм, металопластикові віконні рами.

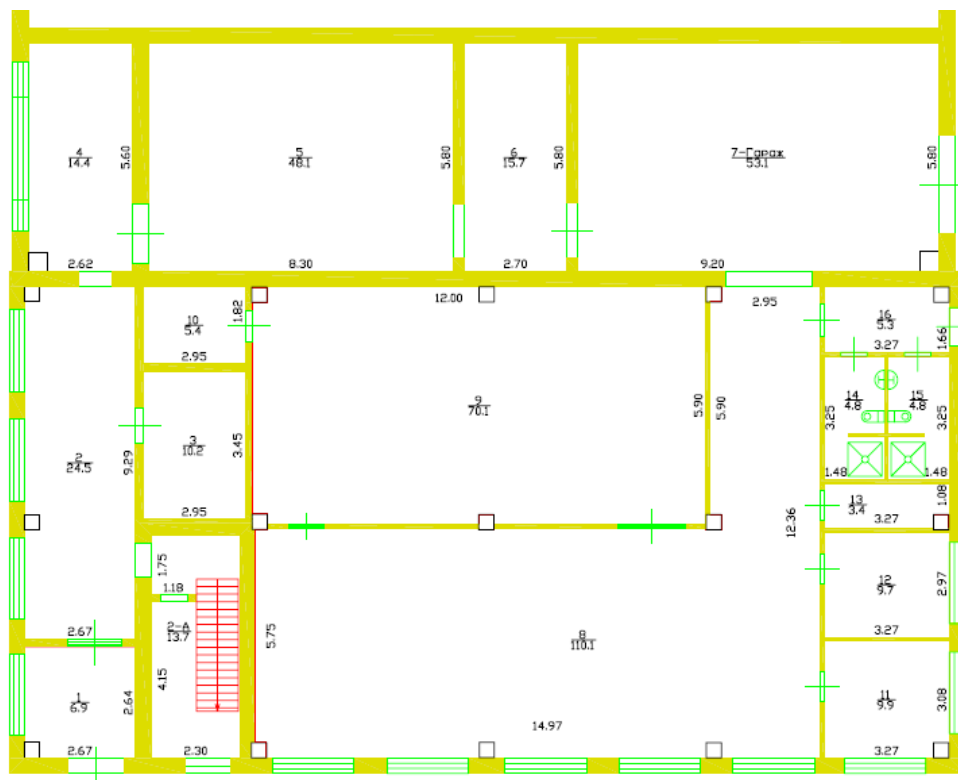


Рисунок 3.1 - План будівлі

У прорізи для дверей встановлено зовнішні металеві двері з утепленням та зовнішні металопластикові двері. Загальна площа зовнішніх дверей становить 8,4 м². Перекриття, суміжне з горищем, залізобетонне, утеплювач – шлак. До підлоги першого поверху входить шар мінеральної вати «Ursa». Об'єкт обладнаний припливно-витяжною системою вентиляції, задля забезпечення повітрообміну в виробничих приміщеннях.

3.2 Результати розрахунків теплових втрат приміщень

Попередньо було проведено розрахунки теплового навантаження на системи опалення та вентиляції та витрати теплоти на гаряче водопостачання. Результати даних розрахунків зведено в табл. 3.1.

Таблиця 3.1 - Витрати теплоти на систему опалення та ГВП, кВт

Вид навантаження	Позначення	Величина
1 Витрати теплоти на опалення	Q_o	61,3
2 Витрати теплоти на вентиляцію	$Q_{\text{вент}}$	68,9
Загальні витрати теплоти	ΣQ	130,2

3.3 Вибір моделі теплового насоса

Сума опалювальних навантажень за розрахункової температури $t_0^p = -22^\circ\text{C}$ для опалення та вентиляції складає $\Sigma Q = 130,2 \text{ кВт}$. Температура теплоносія в системі за розрахункової температури становить $t_T^p = 45^\circ\text{C}$.

Обираємо напівпромислову модель теплового насоса F1345 типу 60 для потреб теплопостачання будівель громадського та промислового типу виробництва компанії «Nibe Industrier AB» (Швеція) [44].

У таблиці теплова потужність, робота компресора і COP вказані за наступних умов: температура розсолу на вході в випарник 0°C , температура гарячої води на виході з теплового насоса 45°C .

Характеристику теплового насоса наведено в табл. 3.2 [44].

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики теплонасосного блоку

Тип		24
Данные выходной мощности при норм. потоке согласно EN 255		
0/35		
Заданная тепловая мощность	кВт	23,2
Мощность охлаждения	кВт	18,4
Электрическая потребляемая мощность	кВт	4,84
Коэффициент теплопроизводительности _{EN 255}	-	4,79
0/50		
Заданная тепловая мощность	кВт	22,0
Мощность охлаждения	кВт	15,6
Электрическая потребляемая мощность	кВт	6,41
Коэффициент теплопроизводительности _{EN 255}	-	3,43
Данные выходной мощности по стандарту EN 14511		
0/35		
Заданная тепловая мощность на выходе (P_H)	кВт	22,5
Электрическая потребляемая мощность (P_E)	кВт	5,05
Коэффициент теплопроизводительности _{EN 14511}	-	4,42
0/45		
Заданная выходная мощность (P_H)	кВт	21,5
Электрическая выходная мощность (P_E)	кВт	6,08
Коэффициент теплопроизводительности _{EN 14511}	-	3,50

За формулою (4.10) температура теплоносія, що подається в систему опалення, складає:

$$t_K = t_{II} + (t_T^p - t_{II}) \left[\frac{(t_{II} - t_0)}{(t_{II} - t_0^p)} \right]^{\frac{1}{(1+n)}} = 20 + (45 - 20) \left[\frac{(20 - (-22))}{(20 - (-22))} \right]^{\frac{1}{(1+0)}} = 45^\circ\text{C}.$$

Далі, маючи конкретні витрати теплоти на системи опалення та вентиляції можна визначити величину m

$$m = \frac{Q_{\text{вент}}}{Q_{\text{оп}}} = \frac{68,9}{61,3} = 1,12.$$

На даному об'єкті було встановлено вентиляційні установки типу Global Star, виробництва Aerostar Group, Україна, в яких використано роторні рекуператори з коефіцієнтом рекуперації $\eta_p=0,7$ [45].

3.4 Розрахунок зовнішніх затрат енергії на систему тепlopостачання. Визначення кількості теплових насосів

Величини питомих затрат зовнішньої енергії на систему тепlopостачання $l_{\text{оп+вент}}$, що являють собою відношення затраченої зовнішньої енергії на одиницю отриманої теплоти для задоволення потреб опалення та ГВП, розраховано з використанням програми Microsoft Office Excel. Питомі затрати розраховано в залежності від величин t_0 (температура навколишнього середовища, °C), m ($m = Q_{\text{вент}}/Q_{\text{оп}}$ – частка теплоти на нагрів вентиляційного повітря в покритті загальних потреб теплоти на опалення) та η_p ($\eta_p = \frac{t_{\text{п}} - t_{\text{ох}}}{t_{\text{п}} - t_0}$ – ККД рекуператора системи вентиляції). У попередньому розділі отримано, що для заданого об'єкту тепlopостачання m та η_p будуть становити відповідно 1,12 та 0,7. Також проведено розрахунки при $m = 0$, тобто без використання теплоти вентиляційних викидів. Результати розрахунків зведено в табл. 3.3.

Таблиця 3.3 – Результати розрахунків питомих затрат зовнішньої енергії при $\eta_p=0,7$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$l_{\text{оп+вент}}$	
	$m = 0$	$m = 1,12$
15	0,110618886	0,069710769
10	0,125855136	0,079312482
5	0,140795904	0,088727985
0	0,155449703	0,097962643
-5	0,169824722	0,107021617
-10	0,183928841	0,115909873
-15	0,197769646	0,124632192
-20	0,211354444	0,133193178

Виразивши з формули (2.3.12) затрати зовнішньої енергії, отримаємо наступну формулу:

$$L_K = l_{\text{оп+вент}} \cdot (Q_{\text{он}} + Q_{\text{вент}}). \quad (3.4.1)$$

У випадку розрахункових умов для комбінованої схеми повні затрати зовнішньої енергії на систему теплопостачання будуть становити

$$L_K = 0,13319 \cdot 130,2 = 17,34 \text{ кВт}.$$

З технічних характеристик наведених в табл. 3.2 потужність, що споживається компресором одного теплового насосу, за умов температури теплоносія ґрунтового контуру в подавальній магістралі 0 °С та розрахункової температури теплоносія в системі теплопостачання 45 °С затрати зовнішньої енергії на систему теплопостачання (один ТН) будуть рівні $L_{\text{кл}}=6,08$ кВт.

Максимальна кількість теплових насосів для покриття потреб у теплопостачанні об'єкту за розрахункової температури становить:

$$n_{\text{ТН}} = \frac{\Sigma L_K}{L_{\text{кл}}}, \quad (3.4.2)$$

$$n_{\text{ТН}} = \frac{17,34}{6,08} = 2,85 \approx 3 \text{ шт.}$$

Використовуючи програму Microsoft Office Excel, знайдено чисельні значення затрат зовнішньої енергії. Результати розрахунків зведено в табл. 3.4.

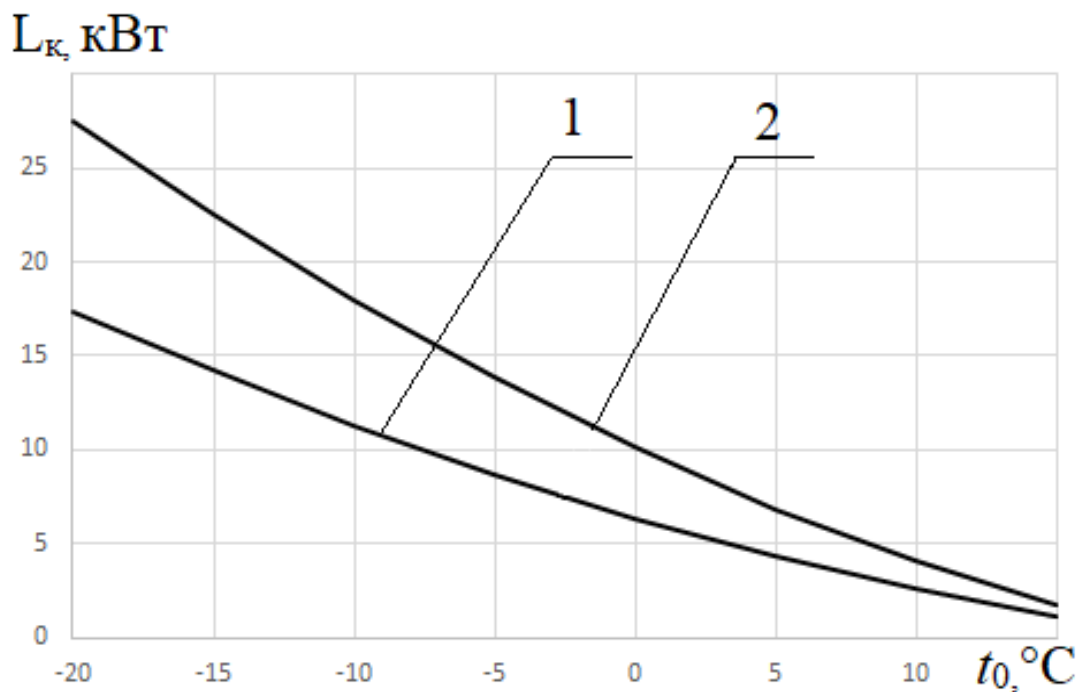
Таблиця 3.4 – Результати розрахунків затрат зовнішньої енергії при $\eta_p=0,7$

$t_0, ^\circ\text{C}$	$Q_{\text{оп}} + Q_{\text{вент}}, \text{ кВт}$	$L_K, \text{ кВт}$		$n_{\text{ТН}}, \text{ шт}$	
		$m = 1,12$	$m = 0$	$m = 1,12$	$m = 0$
1	2	3	4	5	6
15	16,28	1,13	1,8	0,19	0,30
10	32,55	2,58	4,1	0,42	0,67
5	48,83	4,33	6,87	0,71	1,13
0	65,1	6,38	10,12	1,05	1,66

Продовження табл. 3.4.

1	2	3	4	5	6
-5	81,38	8,71	13,82	1,43	2,45
-10	97,65	11,32	17,96	1,86	3,15
-15	113,93	14,20	22,53	2,34	3,71
-20	130,2	17,34	27,52	2,85	4,53

На основі результатів розрахунків, наведених в табл. 3.4, побудовано графічні залежності витрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря (рис. 3.2).



1 – $m = 1,12$; 2 – $m = 0$.

Рисунок 3.2 – Залежності витрат зовнішньої енергії від температури атмосферного повітря:

Видно, що затрати зовнішньої енергії є суттєво меншими при застосуванні запропонованої схеми з рекуперацією. Також слід зауважити, що ефект від використання теплоти вентиляційних викидів тим вищий, чим нижча температура навколишнього середовища, тобто зі збільшенням навантаження на систему тепlopостачання абсолютна величина ефекту суттєво зростає.

Важливим також є те, що дане рішення дозволяє суттєво знизити капітальні затрати на встановлення теплових насосів. Як видно з табл. 3.4 за температури, яка є найпоширенішою в широтах України (до мінус 10°C) можна обійтись всього лиш двома установками, в той час як у вихідній схемі їх необхідно чотири.

Для оцінки та прогнозування реального ефекту від використання запропонованої схеми було проаналізовано статистичні данні [46] по погодних умовах в м. Києві за період жовтень 2017 – квітень 2018 (всього 5021 година). Результати аналізу у вигляді гістограми показано на рис. 3.3.

Далі чисельно було проаналізовано кількість годин за досліджуваний період з певною температурою, що вища за температуру зламу, тобто ту, за якої вмикається додатковий тепловий насос. Такий аналіз було проведено для базової та нової запропонованої схеми для порівняння. Результати аналізу приведено у вигляді табл. 3.5.

Таблиця 3.5 – Результати аналізу гідрометеорологічних даних

Запропонована схема				Базова схема			
Температурний діапазон	$n_{\text{тн}}$, шт	τ , год	% всього часу	Температурний діапазон	$n_{\text{тн}}$, шт	τ , год	% всього часу
+15°C - +2°C	1	2977	59,3	+15°C - +7°C	1 од	1296	25,8
+2°C – (-12°C)	2	1857	37	+7°C – (-2°C)	2 од	2833	56,4
-12°C – (-20°C)	3	187	3,7	-2°C – (-8°C)	3 од	523	10,4
-	-	-	-	-8°C - (-17°C)	4 од	307	6,1
-	-	-	-	-17°C – (20°C)	5 од	67	2,3

Тобто проаналізувавши погодні умови минулого опалювального періоду можна передбачити, що використання запропонованої комбінованої схеми в порівнянні з базовою може призвести до економії не тільки стартових капітальних, але і експлуатаційних витрат на систему теплопостачання. Використання вентиляційних викидів як додаткового джерела теплоти призведе до того, що близько 60 % часу опалювального періоду буде покрито за рахунок лише одного теплового насосу, в той час як для базової схеми працюватимуть 4 насоси (температура до -10°C). Виходячи з цього, можна зробити висновок, що використання схеми з рекуперацією теплоти вентиляційних викидів для конкретного промислового об'єкту суттєво знизить затрати коштів на експлуатацію системи теплопостачання.

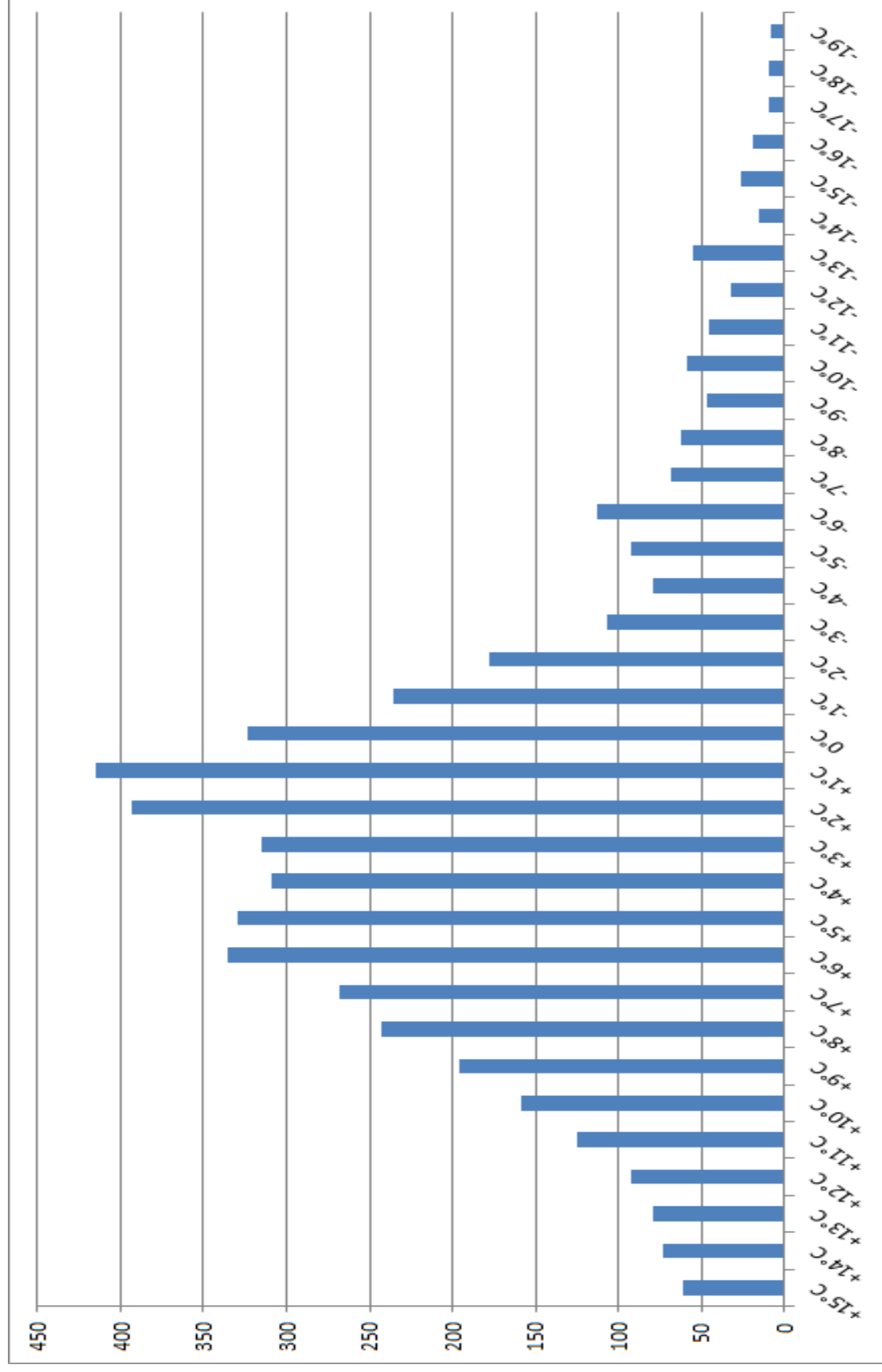


Рисунок 3.3 - Гістограма погодних умов в м. Києві за період з 01.10.2017 по 01.05.2018

3.5 Висновки до розділу 3

1 Запровадження запропонованої комбінованої схеми збільшує температуру повітря, що подається на підігрівачі вентиляційної системи. Це в свою чергу зменшує навантаження на теплообмінники вентиляції та покращує умови їх роботи, зменшуючи ризик обмерзання повітропроводів.

2 Запропонована теплонасосна схема призводить до зменшення питомих затрат енергії на вироблення одиниці теплоти для задоволення потреб водяного опалення і вентиляції приміщення.

3 Енергоефективність системи тепlopостачання підвищується зі збільшенням як коефіцієнта рекуперації рекуператора, так і відносної витрати теплоти на вентиляцію в порівнянні з витратою теплоти на опалення.

4 Зменшення загальних затрат енергії на систему опалення і вентиляції має наслідком не тільки підвищення енергоефективності системи тепlopостачання, але приводить і до зменшення капітальних затрат на спорудження теплонасосної установки (зокрема, на спорудження дороговартісного ґрунтового теплообмінника) пропорційно зменшенню її необхідної потужності.

5 Як видно з останньої таблиці (табл. 3.5), потреби теплоти на опалення та вентиляцію вибраної будівлі при застосуванні запропонованої схеми практично задовольняються використанням лише двох теплових насосів, один з яких працює протягом всього опалювального періоду, а другий є резервним протягом більшої частини часу і включається в роботу лише за від'ємних температур зовнішнього повітря, що майже на 60 % скорочує як енергетичні затрати, так і відповідну кількість теплонасосного обладнання.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ РОЗПОДІЛУ ПРИПЛИВНОГО ТА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ У ВИРОБНИЧОМУ ПРИМІЩЕННІ СКЛАДАЛЬНОГО ЦЕХУ ТОВ «ТЕЛЕВІДЕО» В SOLIDWORKS

В даному розділі було проведено моделювання процесів теплообміну всередині виробничого цеху. Метою даного дослідження є: створення та теоретичний аналіз моделі спроектованої системи вентиляції; визначення швидкостей руху повітря всередині приміщення при різних конфігураціях припливних та витяжних отворів системи; оцінка впливу температури зовнішнього атмосферного повітря, матеріалу стін, встановлених вікон на температурні умови всередині приміщення; визначення розподілу температур та конвективних потоків повітря, температур стін та підлоги у приміщенні.

Для проведення моделювання процесів було обрано програмне середовище «Solid Works», яке надає можливість глибоко і з достатньою точністю оцінити вплив різноманітних факторів на процеси руху повітря. При проектуванні моделі було обрано наступні вихідні дані:

- 1) вологість повітря в приміщенні: $\varphi = 50\%$;
- 2) температура навколишнього повітря взимку: $t_{н.п} = -20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 3) температура повітря у приміщенні: $t_{п} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 4) температура припливного повітря: $t_{\text{прип. пов}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- 5) необхідна масова витрата свіжого повітря: $m = 3,92\text{ кг/с}$;
- 6) параметри цеху: $a \times b \times c = 28\text{ м} \times 24\text{ м} \times 3,5\text{ м}$;

Розміри окремих елементів складального цеху ТОВ «Телевідео» наведені в табл. 4. 1.

Таблиця 4. 1 – Розміри елементів цеху

Найменування	Кількість, шт	Розмір, м
Двері	2	2,5x3,3
Вікна	7	2x3

Матеріали, які застосовуються при побудові моделі цеху, наведені в таблиці 4. 2.

Таблиця 4. 2 – Матеріали кожної складової цеху

Найменування	Матеріал
Стіни	бетон
Двері	нержавіюча сталь
Вікна	скло

Моделювання здійснювалось з максимальним наближенням до існуючого об'єкту; було створено робочі столи та стелажі для зберігання обладнання та комплектуючих. Приміщення складального цеху розташоване на другому поверсі виробничої будівлі. Стіни товщиною 0,5 м.

Опираючись на вихідні дані, побудуємо загальний вигляд цеху (рис. 4. 1).

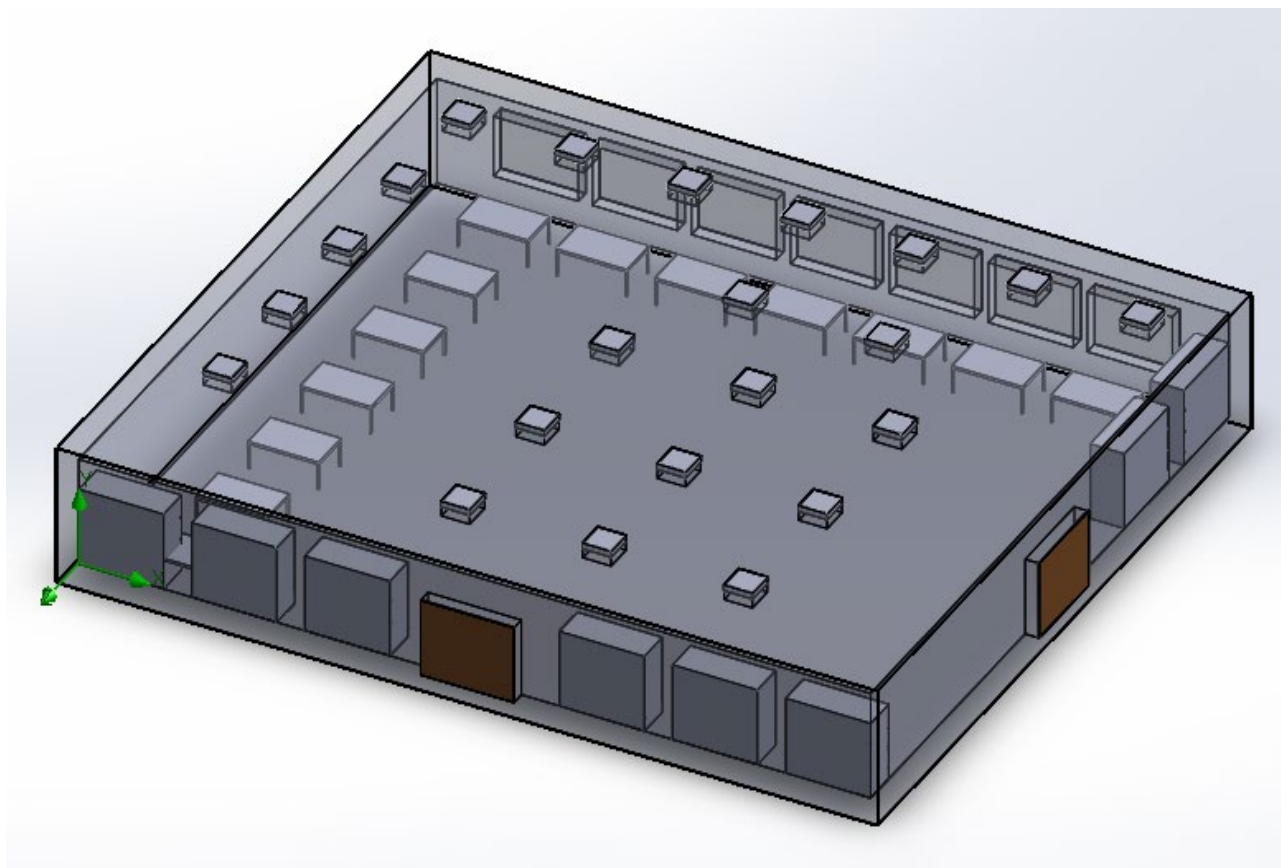


Рисунок 4. 1 – Загальний вигляд цеху

Для наочності на рис.4.2 зображено аксонометричний вид моделі цеху з північної сторони.

Висота виробничого приміщення від підлоги до стелі дорівнювала 3,5 м.

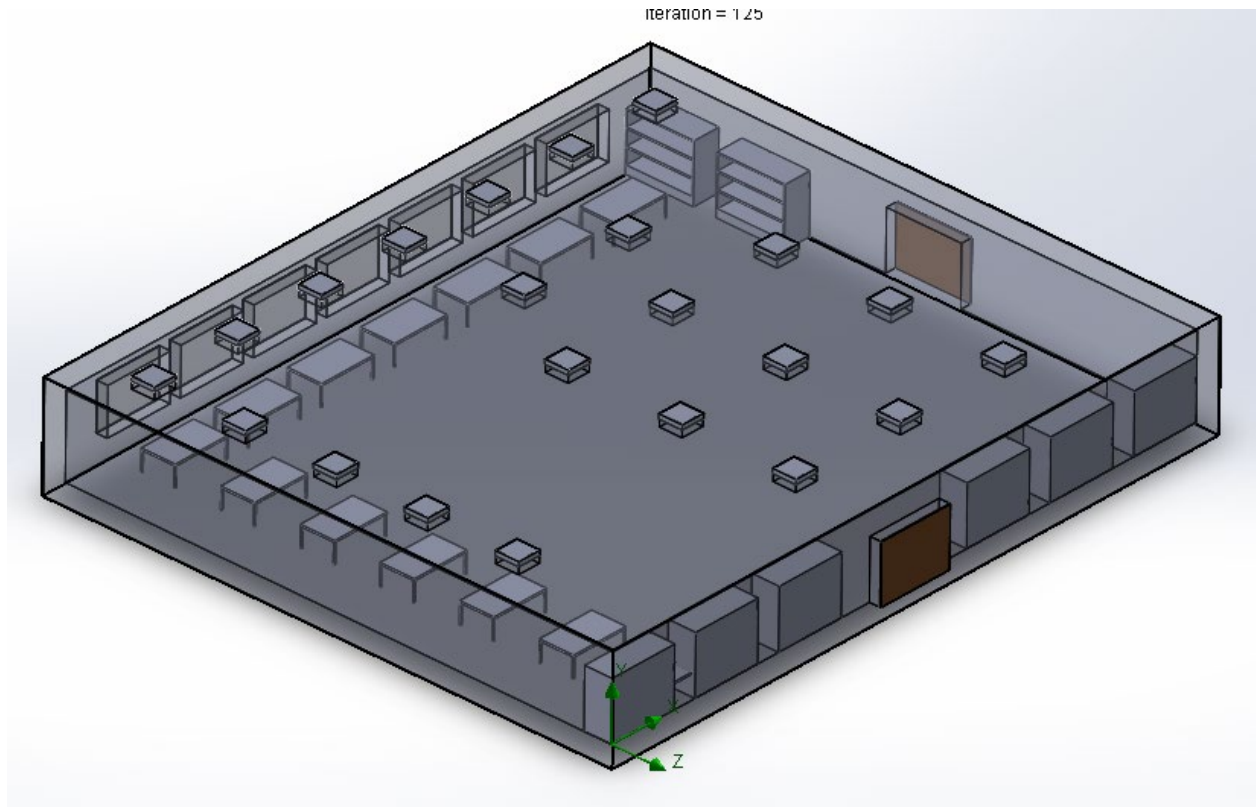


Рисунок 4.2 – Розріз із зображенням внутрішньої (а) та зовнішньої (б) стіни

4.1 Схема розподілу повітря з дев'ятьма патрубками для припливної та витяжної системи (підключення на стелі)

Схема передбачає підведення та відведення повітря у верхній частині приміщення. Розташування припливних та витяжних патрубків зображено на рис. 4. 3.

Розміщення патрубків підводу повітря була обрана верхня зона приміщення. Таким чином можна уникнути великих швидкостей повітря у нижній зоні, адже це призводить до великого дискомфорту людей, які там знаходяться.

Розміщення витяжних патрубків обумовлене розташуванням робочих столів персоналу цеху, а саме по периметру приміщення біля західної та північної стіни вздовж робочої зони.

Розміщення припливних патрубків обумовлене відстанню від дверей для зменшення втрат свіжого повітря в коридорне приміщення та відстанню від витяжних патрубків.

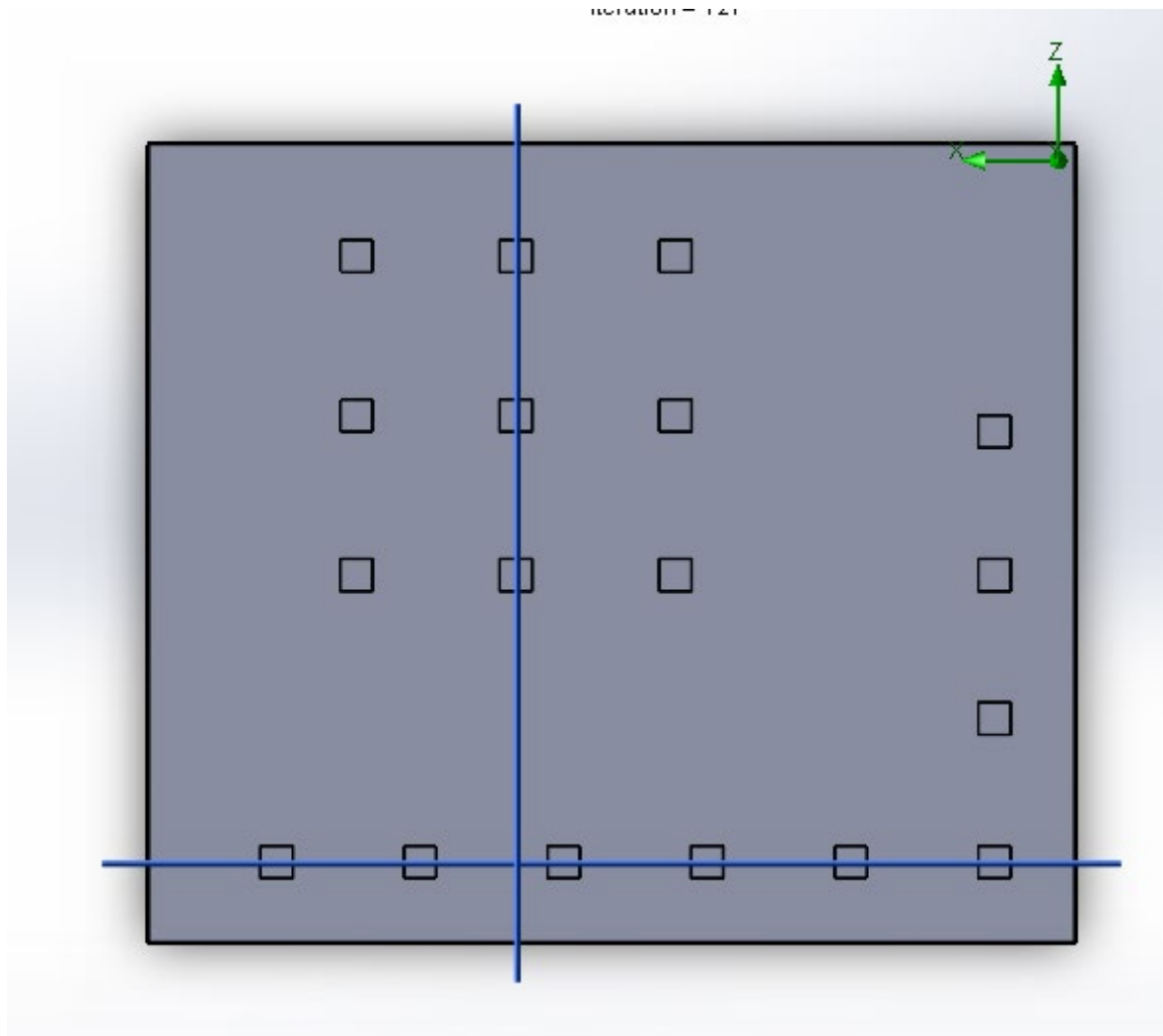


Рисунок 4. 3 – Розташування припливних та витяжних патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі.

Перерізи для зображення обирались на площині припливних (рис. 4.4) та витяжних патрубків (рис. 4.5) для отримання більш повного зображення картини розподілу температур.

Для наочності, було обрано стрілочні ізолінії для отримання картини руху повітря всередині приміщення.

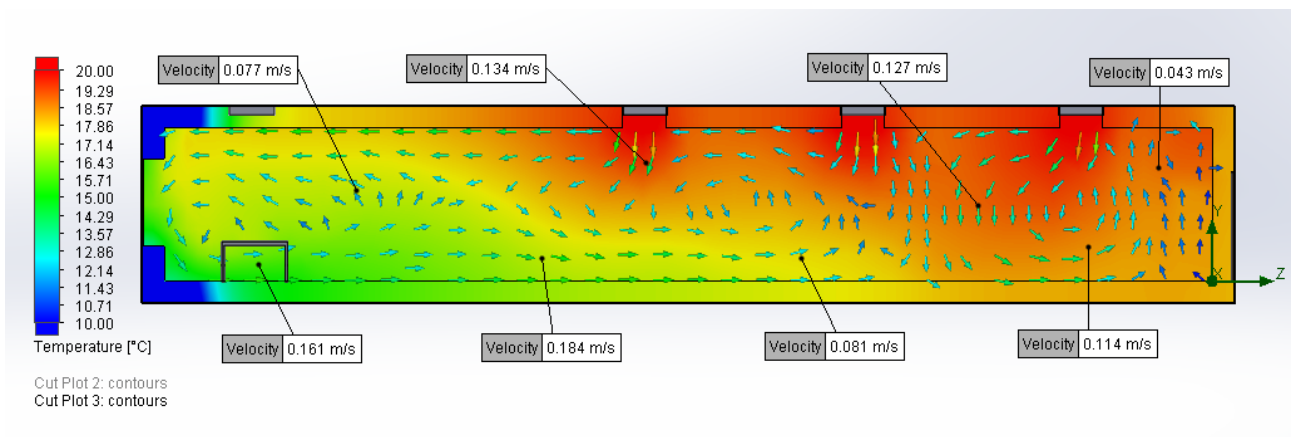


Рисунок 4. 4 – Розподіл температури та швидкості в площині припливних патрубків

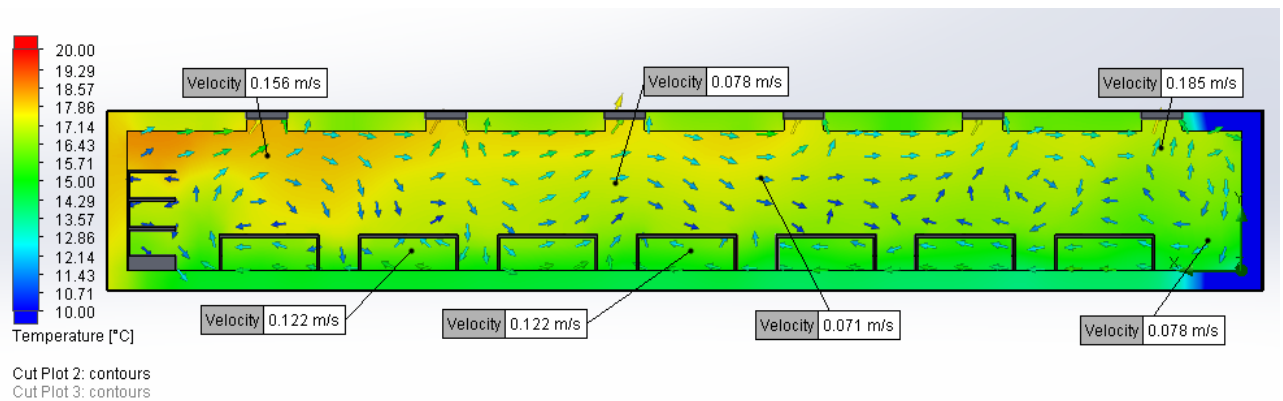


Рисунок 4. 5 – Розподіл температури та швидкості в площині витяжних патрубків

За санітарними нормами температура в цеху повинна бути близькою до 18 °С, швидкість повітря в приміщенні не повинна перевищувати 0,3 м/с. Із рис. 4. 4 -4. 5 видно, що розподіл температури нерівномірний та такий, що не відповідає санітарним нормам. Також збільшимо кількість патрубків для більш рівномірного розподілу швидкості повітряного потоку (до 13).

4.2 Схема з використанням тринадцяти припливних та витяжних патрубків

Як було видно з попереднього розділу, розподіл температури та швидкості повітряних потоків по перерізу приміщення не був задовільним, для більш рівномірного розподілу збільшимо кількість патрубків.

Поперечний переріз приміщення із розміщенням патрубків підводу та відводу повітря представлений на рис. 4. 6.

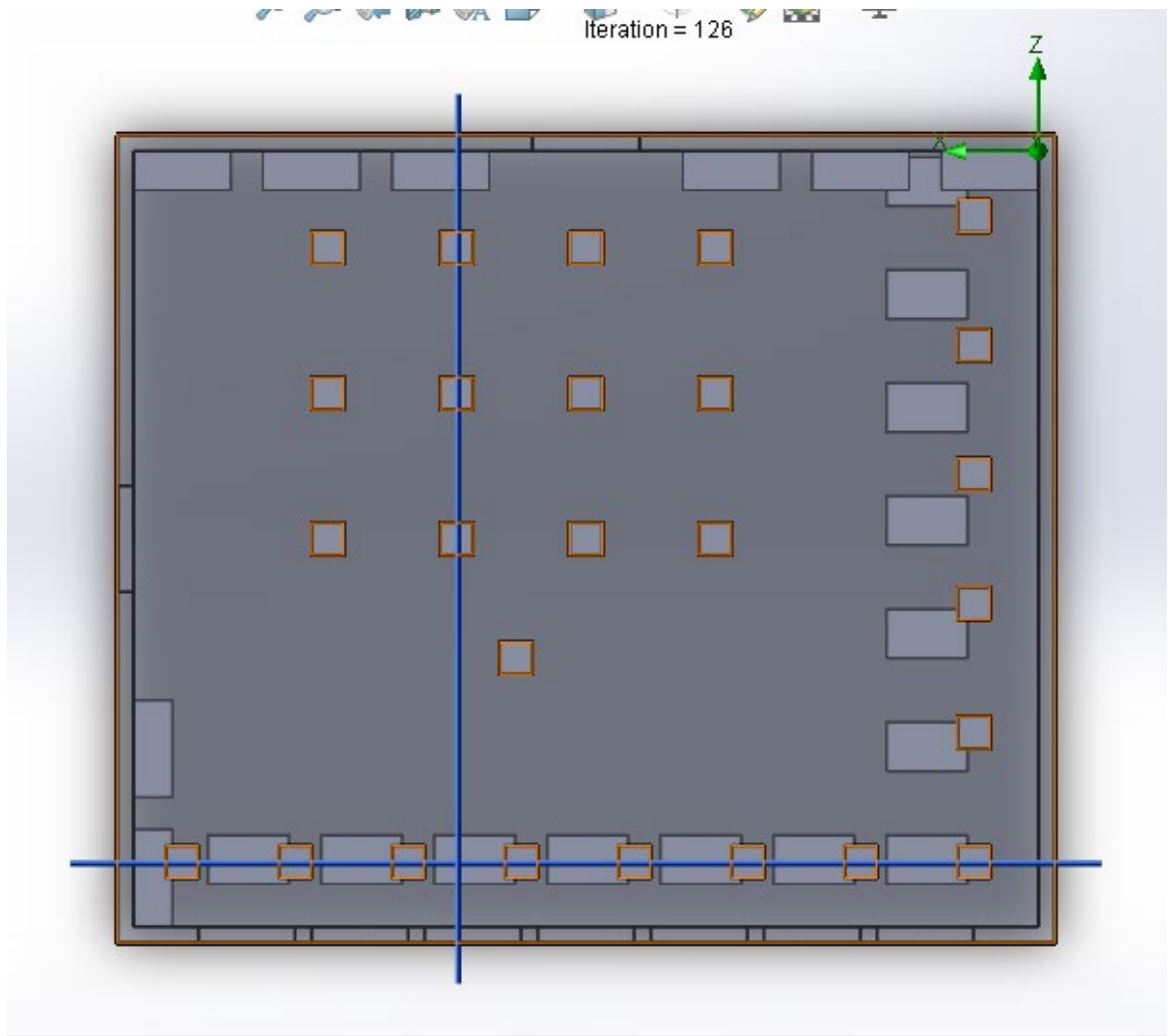


Рисунок 4. 6 – Розташування припливних та витяжних патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі.

Перерізи для зображення обирались на площині припливних (рис. 4.7) та витяжних патрубків (рис. 4. 8.) для отримання більш повного зображення картини розподілу температур.

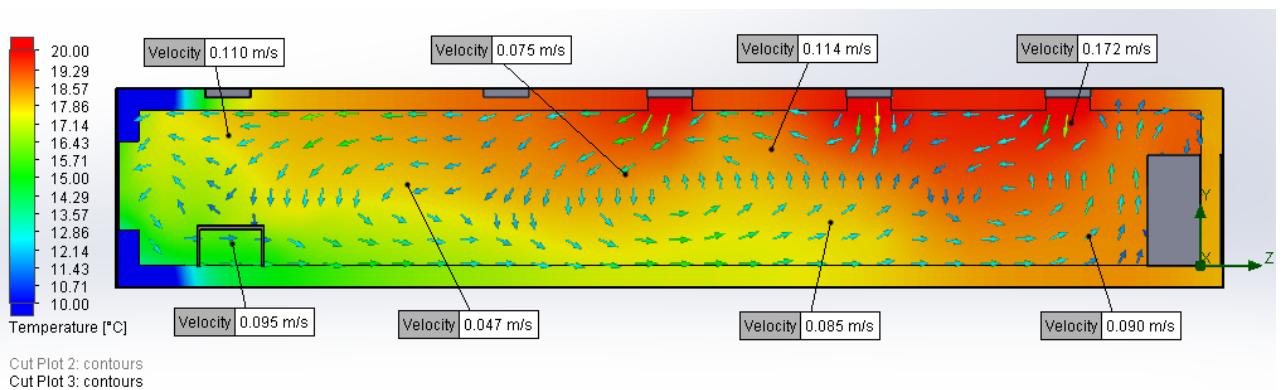


Рисунок 4. 7 – Розподіл температури та швидкості в площині припливних патрубків

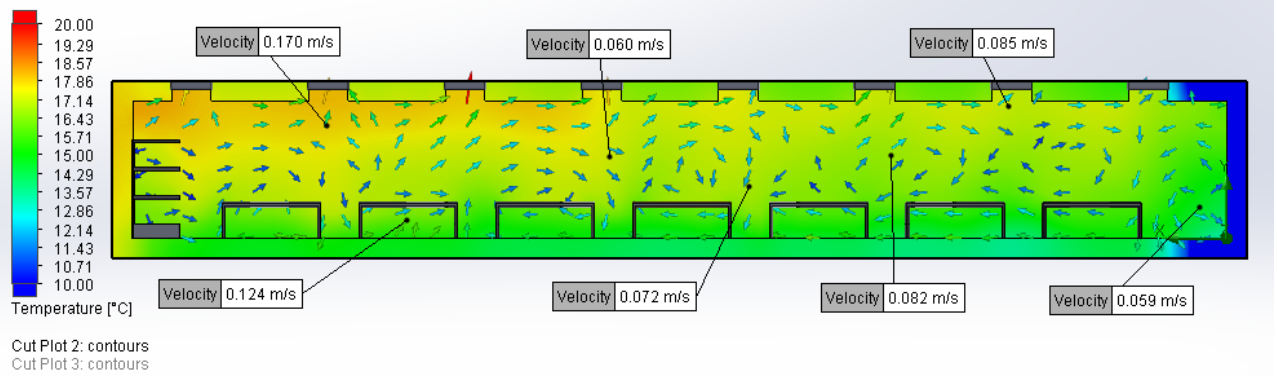


Рисунок 4. 8 – Розподіл температури та швидкості в площині витяжних патрубків

Із рис. 4.7, 4.8 видно, що при збільшенні кількості патрубків підведення та відведення, розподіл температури в виробничому приміщенні нерівномірний та такий, що не відповідає санітарним нормам. Також видно, що розподіл швидкості в приміщенні – рівномірний та відповідає санітарним нормам. Для того, щоб розподіл температури в виробничому приміщенні відповідав санітарним нормам, зменшимо кількість патрубків підведення та відведення, та змінимо крок їх розташування..

4.3. Схема з використанням одинадцяти припливних та витяжних патрубків (змінений крок)

Поперечний переріз приміщення із розміщенням патрубків підводу та відводу повітря представлений на рис. 4.9.

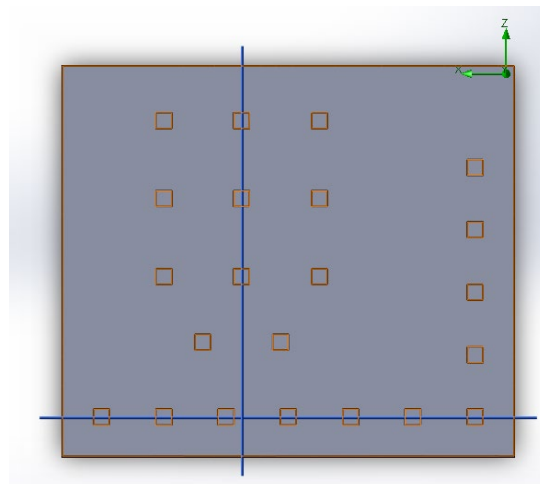


Рисунок 4.9 – Розташування припливного (а) та витяжного (б) патрубків

Командою «Cut Plots» у програмі «Flow Simulation» зобразимо розподіл температури у поздовжньому перерізі.

Перерізи для зображення обирались на площині припливних (рис. 4.10) та витяжних патрубків (рис. 4.11) для отримання більш повного зображення картини розподілу температур.

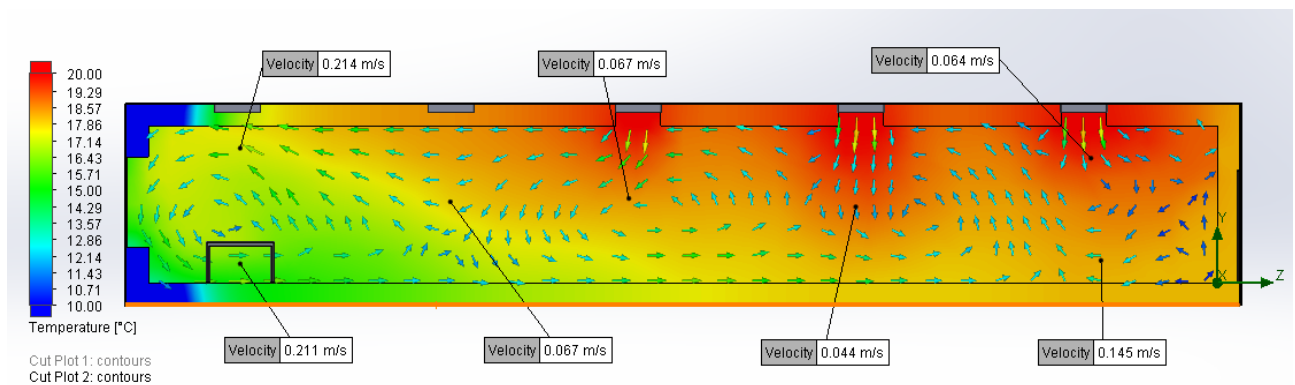


Рисунок 4.10– Розподіл температури та швидкості в площині припливних патрубків

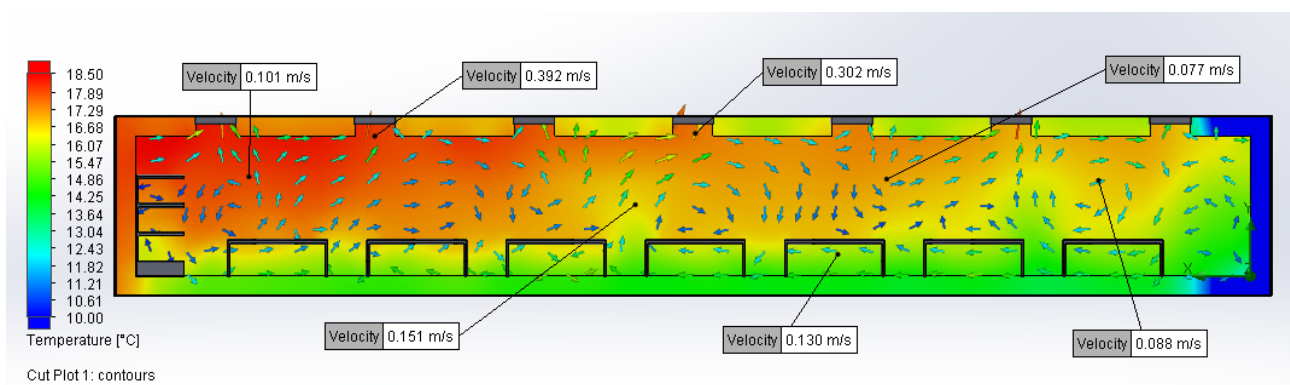


Рисунок 4.11– Розподіл температури та швидкості в площині витяжних патрубків

4.4 Висновки до розділу 4

Із рис. 4. 10 – 4. 11 видно, що результати моделювання найбільш задовольняють санітарно – гігієнічним нормам, ніж ті, що були розглянуті в п. 4. 1, п. 4. 2. Таким чином, схема з одинадцятьма патрубками при стелевому підключенні зі зміненим кроком розташування отворів є найбільш оптимальною для використання у закритому приміщенні складального цеху ТОВ «Телевідео».

5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Резюме проекту

Ідеєю проекту є створення компанії, що буде надавати послуги з енергоаудиту, рішень по використанню скидних та альтернативних джерел енергії, розробка готових рішень з утилізації теплоти вентиляційних викидів, стічних вод з використанням теплонасосних установок різних типів. Напрямок діяльності створюваної компанії – енергоаудит, розробка проектної документації, співпраця з виробником обладнання та підрядною компанією з монтажу та експлуатації установок.

Для реалізації проекту планується використання вже існуючих установок закордонного та українського виробництва, в залежності від побажань та купівельної спроможності клієнта.

Основними споживачами являються багатопрофільні підприємства (будь-які заклади, що мають в господарстві вентиляційні установки та/або скидну гарячу воду; організації, що планують оновлювати і осучаснювати існуючі опалювальні системи) та багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства тепlopостачання та виробництва електроенергії). Планується в перший рік введення проекту в дію розробити та реалізувати 25 проектів середньої складності.

Конкурентною перевагою є те, що в Україні діють загальні екологічні норми, які використовуються в Європейському союзі. Наразі всі без виключення підприємства в обов'язковому порядку повинні проходити нормоконтроль екологічної служби. Також енергоефективні методи аналізу і реконструкції існуючих систем заохочуються з боку держави, тому такі проекту будуть користуватись попитом не тільки на підприємствах, але і в кінцевого споживача.

Також значною перевагою проекту в порівнянні з конкурентними аналогами є використання в термодинамічному аналізі схем ексергетичного методу, який, на жаль, не набув широкого розповсюдження в пост радянському просторі, але широко використовується в розвинених країнах західної півкулі.

Для реалізації проекту необхідно інвестувати 2433 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,75 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 4,83 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію.

5.2 Канва моделі стартап-проекту

У табл. 5.1 зведені основні позиції, з яких формується модель даного стартап-проекту. Кожна позиція окремо розглядається у подальших пунктах даного розділу.

Таблиця 5.1 – Канва моделі стартап-проекту

КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ Ключовими партнерами є підприємства виробники обладнання та проектні організації, конкуруючі та неконкуруючі підприємства, що залучені до паливно-енергетичного сектору а також безпосередні споживачі.	КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ Запровадження інноваційної конструкторської проектної документації; налагодження ринкових відносин з виробниками; оновлення вітчизняної технологічної бази; впровадження енергоефективних методів аналізу.	ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ Комфорт та легкість управління системою; скорочення витрати на системи теплопостачання; задоволення потреб у теплопостачанні і об'єктів за рахунок використання «скидних» видів теплоти; встановлення економічно виправданого підґрунтя для застосування теплових насосів іншими підприємствами.	ВЗАЄМОВІДНОСИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМИ Кожен споживчий сегмент очікує стабільності у постачанні продукції та її високої якості. Разом з цим споживачі розраховують на надійність, прибутковість та екологічність запропонованої технології	СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ Підприємства і підрядні організації, що проводять монтажно-будівельні роботи; підприємства виробники обладнання; офіційні дилери обладнання з-за кордону; державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії; особи, що бажають встановити індивідуальну теплонасосну систему теплопостачання
	КЛЮЧОВІ РЕСУРСИ Близькість від основних транспортних вузлів та інженерних мереж, використання вторинних енергетичних ресурсів, стабільність ціни на продукцію та її висока якість		КАНАЛИ ЗБУТУ Канали збуту нульового рівня, тобто послуги з розроблення готових рішень надаються безпосередньо підприємствам-виробникам обладнання	
СТРУКТУРА ВИТРАТ Бізнес модель передбачає інвестиційні та виробничі витрати, з яких витрати на заробітню плату є найбільш дорогим ключовим ресурсом. Найбільших затрат серед ключових видів діяльності вимагають маркетингові затрати на рекламу,			ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ У проекті генеруються позитивні потоки доходів (NPV = 5621 > 0). Індекс рентабельності інвестицій в проект є привабливим і складає ROI = 4,83 > 1.	

5.3 Організація проекту

Ціль даного проекту лежить у створенні компанії, що буде виконувати енергоаудит та надавати готові проектні рішення з енергоефективності та екологічної чистоти систем теплопостачання. Також, за необхідності компанія буде безпосередньо співпрацювати з виробниками обладнання та підрядними організаціями з монтажу та експлуатації систем опалення, гарячого водопостачання та вентиляції.

Напрямок діяльності створюваної компанії – створення готових рішень з теплопостачання з використанням альтернативних джерел енергії та наближення існуючих систем до роботи «без відходів»; співпраця та заключення договорів з виробником та монтажньо-експлуатаційними організаціями.

Для реалізації проекту планується оренда офісного приміщення, в якому буде працювати команда спеціалістів, також планується закупівля вимірювальних приладів різних типів.

Діяльність компанії заснована на інноваційних технологічних схемах теплопостачання з використанням «скидних» джерел теплоти, що були розроблені, проаналізовані та реалізовані засновниками компанії; інноваційному підході до рішення питань енергозбереження – використання ексергетичних принципів аналізу існуючих систем та проектування нових.

Також слід відзначити, що діяльність компанії заснована насамперед на наукових дослідженнях різних схем теплопостачання для різних об'єктів з використанням додаткових джерел теплоти, які раніше скидались в навколишнє середовище у вигляді стоків або вентиляційних викидів відносно високого термодинамічного потенціалу. Необхідно надалі працювати в науковому напрямку задля пошуку шляхів вдосконалення розроблених інноваційних схем. В подальшому планується заснування науково-дослідного відділу компанії, з окремим фінансуванням, для розробки стендів та інших експериментальних установок.

Проект буде являти собою компанію з надання послуг, що буде стартап проектом, через низький рівень кваліфікації аналогічних компаній в Україні, та використання ними застарілих методів аналізу існуючих систем теплопостачання. Також в Україні одиниці компаній пропонують комплексні рішення, які передбачають проектування всієї системи теплопостачання в цілому, та використання додаткових «скидних» джерел теплоти.

5.4 Ключові види діяльності проекту

1 Вид проекту за характером інновації:

- дослідно-конструкторська робота – розробка та впровадження конструкторської проектної документації та готових рішень з питань енергоефективних схем теплопостачання;
- запровадження нової технології – створення та впровадження інноваційних схем теплопостачання, в яких використано «скидну» теплоту систем гарячого водопостачання та вентиляції для покриття затрат енергії на теплопостачання; використання ексергетичного методу термодинамічного аналізу, який наразі не використовується в Україні;
- організаційні інновації – впровадження шаблону співпраці з замовником, що передбачає надання послуг від першого спілкування з замовником до встановлення і реалізації спроектованих компанією рішень; співпраця колективу компанії в напрямку розробки наукових інноваційних рішень, під яку виділяється окреме фінансування;
- інше – проект використовує енергоефективні методи вдосконалення існуючих схем теплопостачання, що покращує як енергетичну так і екологічну складову ефективності існуючих систем. Такі рішення заохочуються та частково фінансуються державою. В проекті також впроваджується використання теплонасосних технологій та поширення ексергетичного методу аналізу систем, що вказує на конкретні дії по підвищенню ефективності.

2 Спрямованість проекту:

- оновлення вітчизняної технологічної бази (впровадження утилізаційних рішень в існуючі системи теплопостачання для підвищення енергетичної та екологічної ефективності роботи)
 - економія енергоресурсів (впровадження методів ексергетичного аналізу існуючих систем дозволить економити кошти на теплопостачання об'єктів застосування інноваційних схем з утилізації умовно безкоштовної теплоти стічних вод приведе до зниження витрати первинних енергоресурсів)
- поліпшення стану навколишнього середовища (впровадження використання теплонасосних систем теплопостачання дозволить знизити викиди шкідливих речовин, що виділяються при спалюванні палив).

3 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї:

- на рівні кращих світових аналогів (дана технологія не є новою в масштабах світу. В розвинутих країнах світу використання ексергетичного аналізу є основним напрямком роботи з вдосконалення та реконструкції існуючих систем теплопостачання. Також застосування теплових насосів у промисловості набуло високого значення серед європейських країн, особливо країн Скандинавії. Використання теплоти додаткових джерел застосовується лише окремих випадках на світовому ринку);
- краща за існуючі в Україні аналоги за основними показниками (аналогічні компанії не надають готових комплексних рішень з використанням «скидних» видів теплоти, використання ексергетичного аналізу дозволить знизити витрати на системи теплопостачання);

4 Основні процеси, що входять до стартап-проекту, наведено в табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Основні процеси стартап-проекту

Група процесів	Процес	Ступінь опрацювання процесу	
		<i>є реалізованим</i>	<i>буде реалізованим</i>
Розробка продукції	Розробка і конструювання продукції		+
	Розробка і конструювання процесу	+	
	Технологічна підготовка виробництва		+
Вимоги споживачів	Дослідження розвитку ринку	+	
	Організація маркетингу і продажів		+
Виконання замовлень	Забезпечення і матеріально-технічний збут		+
	Планування і управління виробництвом		+
	Виробництво продукції		+
Обслуговування споживача	Післяпродажне обслуговування		+
	Повернення продукції		+

5.5 Ціннісні пропозиції та споживачі

1 Зміст ідеї стартап-проекту подано у вигляді табл. 5.3.

Таблиця 5.3 – Зміст ідеї стартап-проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
Створення компанії з надання послуг енергоаудиту та розроблення комплексних рішень з використанням ексергетичних методів аналізу систем теплопостачання	1.Впровадження утилізаційних рішень в існуючі системи теплопостачання для підвищення енергетичної та екологічної ефективності роботи	Багатопрофільне підприємство; кінцевий споживач; виробники обладнання	Збільшення об'ємів виробництва екологічно чистої енергії за рахунок впровадження утилізаційних рішень в господарський сегмент енергетики
	2. Впровадження методів ексергетичного аналізу існуючих систем дозволить економити кошти на теплопостачання об'єктів застосування інноваційних схем з утилізації умовно безкоштовної теплоти стічних вод приведе до зниження витрати первинних енергоресурсів	Багатосторонні платформи; кінцеві споживачі; виробники обладнання	Використання ексергетичного аналізу вказує на недоліки системи з термодинамічної точки зору та суттєво скоротить витрати на системи теплопостачання
	3.Впровадження використання теплонасосних схем теплопостачання з використанням додаткових джерел теплоти, які раніше скидалися в навколишнє середовище	Багатосторонні платформи; кінцеві споживачі; виробники обладнання	Одним із напрямів розвитку даного стартап-проекту є задоволення потреб у теплопостачанні об'єктів за рахунок використання «скидних» видів теплоти

2 Характер формування споживчої цінності проекту:

- покращення задоволення існуючих потреб (використання теплонасосних технологій суттєво покращить комфорт та легкість управління системою кінцевим споживачем)

- здешевлення задоволення існуючих потреб (використання ексергетичного аналізу вказує на недоліки системи з термодинамічної точки зору та суттєво скоротить витрати на системи теплопостачання);
- формування та задоволення нових потреб (одним із напрямів розвитку даного стартап-проекту є задоволення потреб у теплопостачанні об'єктів за рахунок використання «скидних» видів теплоти);

3 Аналіз ідеї стартап-проекту наводиться в табл. 5.4.

Таблиця 5.4 – Аналіз ідеї стартап-проекту

Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
	Мій проект	Кон-т (ТОВ «ФІЛІН»)	Аналог (ТОВ «ІТЦ ІВІК»)			
Розташування	Близьке	Близьке (далеко від виробництва)	Близьке	-	-	Відсутність проблем з транспортуванням
Екологічність систем	Висока	Висока	Середня	-	-	Застосування альтернативних джерел енергії
Використання вторинних енергоресурсів	+	-	-	Для досягнення ефекту необхідний значний об'єм ВЕР	-	Зменшення витрат на систему теплопостачання
Якість	Висока	Середня	Середня	-	-	Вища
Ціна	26700 грн/м³ оп. об'єму *рік	52000 грн/м³ оп. об'єму *рік	35200 грн/м³ оп. об'єму *рік	-	-	Ціна нижча за таку ж в аналогах
Доля ринку	10% (визначено за попереднім аналізом)	15%	35%	На етапі становлення доля ринку буде низькою	-	-

4. Технологічний аудит ідеї стартап-проекту наведений в табл. 5.5.

Таблиця 5.5 – Технологічний аудит ідеї стартап-проекту

Ідея проекту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
Виконання комплексних рішень	Енергоаудит об'єкта вцілому, врахування всіх переваг та недоліків структури системи	Технології пунктів 1-3 розроблені конкретно для даної компанії	Розроблена; є інтелектуальною власністю компанії
Співпраця з замовником «від 'а' до 'я'»	Супровід та створення умов для замовника, в яких забезпечується мінімальна його участь в процесах реалізації готових рішень		
Використання експертних методів аналізу	Маючи дані енергоаудиту використовуються технології комплексного експертного аналізу установок та систем, що є розробкою компанії		
Утилізація теплоти стічних вод	Теплота стічних вод буде повертатись в систему теплопостачання за допомогою теплонасосних технологій	Технологія є наявною та вже широко використовується в провідних країнах світу	Доступна
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: методи, що будуть використані в проекті будуть реалізовані за рахунок технологій, розроблених для конкретних випадків. Дана технологія є доступною через розробку її всередині компанії.			

5. Аналіз сильних та слабких сторін, а також можливостей і загроз, стартап-проекту зведено в табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – SWOT-аналіз стартап-проекту

<p>Сильні сторони (S):</p> <ul style="list-style-type: none"> – Відсутність проблем з транспортуванням відходів – Застосування альтернативних джерел енергії – Зменшення витрат на систему теплопостачання – Висока якість надання послуг – Ціна нижча за таку ж в аналогах 	<p>Слабкі сторони (W):</p> <ul style="list-style-type: none"> – Для досягнення ефекту необхідний значний об'єм ВЕР – На етапі становлення доля ринку буде низькою – Відношення місцевої влади – додаткові витрати на виконання їх вимог
<p>Можливості (O):</p> <ul style="list-style-type: none"> – Надання конкурентноспроможних послуг – Збільшення загального показника енергоефективності – Участь в тендерних змаганнях по проектуванню сучасних систем – залучення закордонних інвесторів для створення дослідних центрів – Створення інноваційних технологій у даній сфері, їх патентування 	<p>Загрози (T):</p> <ul style="list-style-type: none"> – Неспівпадіння розрахованих даних з такими ж в реальних умовах – Високий поріг при виході на ринок – Новизна технології – збільшення затрат на освоєння, зниження об'ємів виробництва – Промисловий шпіонаж – Рекет

5.6 Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту даного стартап-проекту зведено в загальну табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту	Інші аспекти взаємовідносин
Багатопрофільні підприємства (підприємства і підрядні організації, що проводять монтажньо-будівельні роботи; підприємства виробники обладнання; офіційні дилери обладнання з-за кордону)	Загальний стан економіки в країні і наявність усталеної купівельної здатності населення; орієнтація споживачів на енергоефективні рішення;	- стабільність ціни на продукцію - задоволеність кінцевого споживача - надійність роботи систем - поширення та використання продукції в проектах	Канали збуту нульового рівня, тобто послуги з розроблення готових рішень надаються безпосередньо підприємствам-виробникам обладнання	Для коректної роботи схем необхідна взаємодія кількох підприємств, для вирішення комплексних питань
Багатосторонні платформи (державні підприємства та забудови; підприємства теплопостачання та виробництва електроенергії)	Орієнтованість державних установ та будівельників на європейські стандарти і принципи	- близькість від інженерних мереж - стабільність виробництва теплової енергії - екологічна безпека введення даної технології	Може бути однорівневий канал збуту, тобто тепла енергія буде передаватись у власність підприємству енергетичного сектору, а потім продаватись її безпосередньо споживачу	Монополізація енергетичного сектору є несприятливою для розвитку проекту в даному напрямі. Для цього необхідно розробити комплекс маркетингових заходів
Кінцеві споживачі (особи, що бажають встановити індивідуальну теплонасосну систему теплопостачання)	Бажання внести свій вклад в екологічний стан планети; Орієнтованість споживачів на західні шаблони ринку	-якість -надійність -невисока ціна -відповідність європейським стандартам	Канал збуту нульового рівня; послуга надання комплексних рішень надається безпосередньо споживачеві	Низька орієнтованість споживача на довгострокову перспективу

5.7 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

Обґрунтування ресурсів та витрат проекту наведено в табл. 5.8 – 5.12.

Таблиця 5.8 – Визначення ціни

Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
30500 грн/м ³ оп. об'єму *рік	35200 грн/м ³ оп. об'єму *рік	20-100 тис. грн/міс	12 – 60 тис. грн/м ³ оп. об'єму *рік	30000 грн/м ³ оп. об'єму *рік

Таблиця 5.9 – Визначення обсягу виробництва продукції

Показник	Значення по роках				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальна потреба в продукції	30 од/рік	35 од/рік	40 од т/рік	60 од/рік	100 од /рік
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	30 од/рік	35 од/рік	50 од/рік	60 од/рік	110 од/рік
Ціна одиниці продукції (грн/кг)	30	30	40	45	55
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	900	1050	1600	2700	5500

Таблиця 5.10 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
Проведення досліджень	1 місяць	200
Придбання устаткування	0,5 місяця	80
Рекламні витрати	1 місяць	300
Витрати на управління	1 місяць	50
Інші витрати	-	20
Разом	3,5 місяців	650

Таблиця 5.11 – Розрахунок виробничих витрат

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальногосподарські витрати	181	165	157	168	168
витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	96	100	100	100	100
комунальні витрати	10	5	7	8	8
витрати на збут, просування та рекламу	75	60	50	60	60
Витрати на оплату праці	480	500	500	560	600
Разом	661	665	657	728	768

Таблиця 5.12 – Розрахунок загальних витрат на реалізацію стартап-проекту за роками

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Інвестиційні витрати	650	500	500	500	500	2650
Виробничі витрати	661	665	657	728	768	3479
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	1311	1165	1157	1228	1268	8562
– власних коштів	-	400	800	1228	1268	3696
– коштів інвестора	1311	765	357	-	-	2433

5.8 План робіт та партнери стартап-проекту

План поставлених робіт, а також партнери, що будуть залучені до стартап-проекту, наведено в табл. 5.13.

Таблиця 5.13 – План робіт та партнери стартап-проекту

Бізнес-процес проекту	Термін виконання	Виконавець, співвиконавці	Результат
Розробка та конструювання схем	2 місяців	Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблені схеми
Ексергетичний аналіз систем		Спільні підприємства для запуску проектів	Розроблений план з покращення систем
Розробка і дослідження аспектів експлуатації схем		Спільні підприємства для запуску проектів	Готовий план експлуатації системи
Дослідження розвитку ринку	1 місяці	Спільні підприємства для запуску проектів	Результати ринкових досліджень
Організація маркетингу і продажів	2 місяці	Співробітництво між неконкуруючі компаніями	Рекламна кампанія, угоди зі споживачами
Забезпечення і збут	1 місяць	Співпраця з виробниками обладнання	Угоди з виробниками обладнання
Післяпродажне обслуговування	1 місяць	Відносини виробника зі споживачами	Узгодження умов обслуговування зі споживачами

5.9 Грошовий потік та економічна оцінка стартап-проекту

1 Визначення точки беззбитковості проекту

Крапка беззбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки беззбитковості проводиться за формулою:

$$T = \frac{C}{P - V}, \quad (5.9.1)$$

де C – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці, визначені в табл. 5.11);

P – ціна одиниці продукції;

V – змінні витрати на одиницю продукції (ті, які пропорційно залежать від обсягу виробництва продукції – витрати на матеріальні ресурси, визначені в табл. 5.11).

Результати визначення точки беззбитковості проекту зведено в табл. 5.14.

Таблиця 5.14 – Визначення точки беззбитковості проекту

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2018	2019	2020	2021	2022
Загальногосподарські витрати	181	165	157	168	168
Витрати на оплату праці	480	500	500	560	600
Постійні витрати на весь обсяг продукції (C)	661	665	657	728	768
Ціна одиниці продукції (P), тис грн/од	30	30	40	45	55
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках, од/рік	30	35	50	60	110
Змінні витрати на одиницю продукції (V), грн/кг	0	0	0	0	0
Точка беззбитковості, од	22	23	17	17	14

Рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію.

2 Формування грошового потоку від реалізації проекту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проекту та інвестиціями в проект. Результати розрахунку акумульованого грошового потоку наведено в табл. 5.15.

Таблиця 5.15 – Формування грошового потоку від реалізації проекту

Показник	Значення по роках					Разом
	2018	2019	2020	2021	2022	
Надходження від проекту (виручка від реалізації продукції, послуг – див. п. 7.2) (D)	900	1050	1600	2700	5500	11750
Загальні витрати (див. п. 7.5) (I), в тому числі	1311	1165	1157	1228	1268	6129
Грошовий потік ($3 = 1 - 2$) (CF)	-411	-115	443	1472	4232	5621
Акумульований грошовий потік (ACF)	-1722	-1280	-714	244	2964	-

$NPV = 5621 > 0$ протягом розрахункового періоду – інноваційний проект доцільно прийняти.

3 Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в стартап-проект (ROI)

ROI (Return On Investment) характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулою (інвестиція здійснюється одноразово):

$$ROI = \sum_T D_t / I, \quad (5.9.2)$$

де D_t – надходження у відповідному періоді; I – разова інвестиція.

Таким чином, індекс рентабельності інвестицій в стартап-проект становить

$$ROI = \frac{11750}{2433} = 4,83.$$

$ROI = 4,83 > 1$ – це означає, що інноваційний проект доцільно прийняти. Чим більшим є значення цього показника, тим вищою є віддача кожної грошової одиниці, інвестованої в інноваційний проект. Критерій ROI використовують при виборі певного проекту із декількох альтернативних, у яких NPV приблизно однакові.

4 Період окупності інвестицій ($T_{ок}$)

Це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це

період, починаючи з якого первинні вкладення та інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом, покриваються сумарними результатами його здійснення.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{t-}| + |ACF_{t+}|}, \quad (5.9.3)$$

де t – останній період реалізації проекту, за якого акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення (ACF – див. рядок 4 в табл. 5.15) – у формулі зазначається порядковий номер періоду від початку фінансування);

ACF_{t-} – це остання від'ємна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.);

ACF_{t+} – це перша позитивна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.).

$$T_{ок} = 1 + \frac{714}{714 + 244} = 1,75.$$

Отже, визначено, що період окупності інвестицій складає 1,75 років.

5.10 Висновки

За розглянутими пунктами можна побачити, що даний проект є прибутковим, а найголовніше, – ефективним рішенням питання ефективного використання первинних і вторинних енергоресурсів в Україні. Крім цього реалізація даного проекту може покласти початок масовості використання теплових насосів та додаткових «зелених» джерел енергії в Україні. Для реалізації проекту необхідно інвестувати 2433 тис. грн. Період окупності інвестиційних відрахувань складає всього 1,75 років, індекс рентабельності інвестицій в проект за 5 років становить 4,83 одиниці, а рівень беззбитковості за проектом може бути досягнений у перший же рік введення проекту в дію. Дана технологія є інноваційною для нашої країни, і її впровадження дозволить покращити ситуацію на енергетичному ринку. Розвиток даного проекту, а саме поширення використання ексергетичних показників ефективності теплотехнічних систем дозволить в подальшому знизити витрати палива на традиційні теплогенеруючі установки. Також важливим показником є використання теплоти скидних видів теплоти, що наблизить системи теплопостачання до рівня беззбитковості і безвідходності.

ВИСНОВКИ

У магістерській дисертації було розглянуто ефективність комбінованих схем теплонасосного теплопостачання з використанням низькопотенційних джерел енергії. Виконаний термодинамічний аналіз енергоефективності систем опалення на базі повітряних теплових насосів з додатковим використанням теплоти умовно-чистих стічних вод будинку. Проаналізовано ефективність використання теплоти стічних вод будинку для теплозабезпечення системи опалення будинку на базі ґрунтового теплового насосу. Здійснено термодинамічний аналіз ефективності застосування вентиляційних викидів, як додаткового джерела теплоти, в залежності від параметрів навколишнього середовища. Проведено порівняльний аналіз енергетичної ефективності всіх запропонованих рішень за питомою витратою зовнішньої енергії на одиницю теплоти та визначено найбільш ефективну комбіновану схему.

Актуальність роботи полягає у тому, що нині питання енергоефективності та енергозбереження вважається головним в галузі енергетики. Теплові насоси є одними із найбільш перспективних технологій, що мають на меті зменшити використання первинних енергоресурсів, скоротити викиди шкідливих речовин в атмосферу, а також забезпечити надійність, безшумність та безпеку роботи такої системи. Все більше уваги приділяється енергозберігаючим технологіям, що використовують відновлювальні джерела енергії.

У роботі проведено короткий огляд проблем використання теплонасосної технології в Україні. Проаналізовано перспективи їх впровадження, адже ціни на електричну енергію та природний газ постійно підвищуються. Проведений аналіз перспектив розвитку теплонасосних технологій в Україні та світі також дозволяє стверджувати, що теплові насоси, незважаючи на більш високі первинні капітальні вкладення, відбирають ринок у котельних агрегатів з економічних причин - через більш низькі експлуатаційні витрати. Вперше енергетична політика розвитку людства пов'язується зі зниженням, а не з підвищенням споживання енергоресурсів; задля впровадження в життя теплонасосних технологій необхідно обрати оптимальний тип ТНУ для кліматичних умов регіону, розробити схему теплопостачання з найбільшою енергетичною ефективністю; впровадження ТНУ в Україні наразі можливе лише за умови пониження капіталовкладень в інсталяцію обладнання та вдосконалення існуючих схем теплопостачання на базі ТНУ. За результатами проведених досліджень автором цієї дисертації було опубліковано 3 статті [43, 47, 48] в наукових фахових виданнях.

Задля визначення теоретичних засад ефективного використання теплонасосних систем в умовах українського клімату було проведено детальний термодинамічний та енергетичний порівняльний аналізи. Зроблені наступні висновки.

1 Найбільш перспективним типом теплонасосних установок для умов українського клімату є ґрунтові теплові насоси. Вони мають найкращі показники ефективності для суворих холодних зим, так як майже не залежать від температури навколишнього середовища. Однак ґрунтові теплові насоси мають досить високу вартість, тому актуальним є питання розробки комбінованих схем теплопостачання з використанням додаткової низькопотенційної теплоти.

2 Як джерело додаткової теплоти найбільш доцільно використовувати умовно-чисті стічні води будинку, вентиляційні викиди або теплоту води з геліосистем.

3 Проведений аналіз схеми теплонасосного опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод будинку дозволяє суттєво підвищити енергетичну ефективність системи та поліпшити експлуатаційні умови роботи ґрунтових теплообмінників.

4 Використання теплового насоса в системах вентиляції повітря в виробничих приміщеннях дозволяє забезпечити комфортні умови роботи приміщення з достатньо високою термодинамічною ефективністю.

5 Запровадження комбінованої схеми теплонасосного опалення та вентиляції збільшує температуру повітря, що подається на підігрівачі вентиляційної системи. Це в свою чергу зменшує навантаження на теплообмінники вентиляції та покращує умови їх роботи, зменшуючи ризик обмерзання повітропроводів.

6 Теплонасосна схема з використанням вентиляційних викидів призводить до зменшення питомих затрат енергії на вироблення одиниці теплоти для задоволення потреб водяного опалення і вентиляції приміщення.

7 Зменшення загальних затрат енергії на систему опалення і вентиляції має наслідком не тільки підвищення енергоефективності системи теплопостачання, але приводить і до зменшення капітальних затрат на спорудження теплонасосної установки (зокрема, на спорудження дороговартісного ґрунтового теплообмінника) пропорційно зменшенню її необхідної потужності.

8 Потреби теплоти на опалення та вентиляцію вибраної будівлі при застосуванні запропонованої схеми майже на 60 % скорочує як енергетичні затрати, так і відповідну кількість теплонасосного обладнання.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Evolution of thermal pumps. Electronic magazine of power service company "Ecological Systems". –2012. -No. 9. - pp. 15-32.
2. Review of the market of thermal pumps. Electronic magazine of power service company "Cities and Buildings". – No. 7, July, 2013.
3. Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference [Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference] Las Vegas. – 2005. – pp. 67-95.
4. Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference [Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference] Zurich,. – 2008. – pp. 54-111.
5. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference [Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference] Tokyo. – 2011. – pp. 44-78.
6. New generation of geothermal Danfoss thermal pumps. <http://www.danfoss.com/>.
7. Climatic systems. Conditioning, ventilation and heating 2013. Mitsubishi Electric. Changes for the Better. www.mitsubishi-aircon.com.ua.
8. The thermal pump on change to a boiler. <http://www.c-o-k.ru/>.
9. Rating of geothermal thermal pumps in Avstrii. <http://www.pea.ru/>.
10. Bertoldi P. Electricity consumption and efficiency trends in the enlarged European union – status report 2007. European Commission Report EUR 22753 EN / P Bertoldi, B. Atanasiu // European Commission Directorate-General Joint Research Centre and Institute for Environment and Sustainability.- 2008. – pp. 105-127.
11. Stepanenko V.A. "What will be a heat supply of Ukraine in 21 centuries"/ V.A. Stepanenko // The International conference "Thermal Pumps in CIS Countries". – 2013. – pp. 56-78.
12. Matsevity Y.M. Alternative system of a heat supply on the basis of the thermal pump with the soil heat exchanger / Y.M. Matsevity, N. B. Chirkin, V. N. Ostapchuk// Energy saving, power engineering, energy audit. -2007.- №. 8. – pp 111-154.
13. Matsevity Y.M. About rational use of heatpump technologies in economy of Ukraine / Y.M. Matsevity, N. B. Chirkin, V. N. Ostapchuk// Energy saving, power engineering, energy audit. -2009.- №. 3. – pp 65-90.
14. Stepanenko V.A. Ukraine. Problems of financing of thermomodernization of residential multystoried buildings / V.A. Stepanenko //Portal-power. Effective energy saving. – 2013. –pp. 11-33.
15. Arashi N. Evaluation of energy use in district heating and cooling plant using sewage and one using air as heat source./ N. Arashi, A. Inaba // Journal of Japan Institute of Energy. -2000. –pp, 446-454.

16. Безродний М. К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М. К. Безродний, Н. О. Притула// НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка». - 2016. – С. 44-165.
17. Rey D. Heat pump./ D. Rey, D. Makmail - M.:Energoizdat,- 1982. –pp. 128-155.
18. Godard O. Temperatures in the soil in Belgium and in Luxembourg / O. Godard, H. Poppe // Meteorology and Earth Sciences. – 1978. - №9. – pp 28-61.
19. Інтернет-ресурс: www.weatherspark.com
20. Горшков В.Г. Тепловые насосы. Аналитический обзор / В.Г. Горшков // Справочник промышленного оборудования. -2004. - №2. - С. 47-80.
21. Безродний М. К. Оптимальна робота теплового насоса в низькотемпературних системах опалення з використанням теплоти ґрунту / М. К. Безродний, Н. О. Притула // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2012. – № 1. – С. 7–12.
22. Гершкович В. Ф. Особенности проектирования систем теплоснабжения зданий с тепловыми насосами / В. Ф. Гершкович// ЧП “Энергоминимум”.- 2009. – С. 24-41.
23. Гершкович В. Ф. Кое-что из американского опыта проектирования тепловых насосов / В. Ф. Гершкович // Тепловые насосы. – 2011. – № 1. – С. 12–19.
24. Безродний М. К. Теплові насоси та їх використання: навч. посіб. / М. К. Безродний, І. І. Пуховий, Д. С. Кутра.// НТУУ «КПІ». - 2013. – С. 45-151.
25. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами. Чинний від 01.09.2010. // Мінрегіонбуд України.- 2010. – С. 12-20.
26. J. Lund. Geothermal (ground-source) heat pumps a world overview / B. Sanner, L. Rybach, R. Curtis, G. Hellstrom // GHC BULLETIN. – September 2004. – P. 1 – 10.
27. Зимин Л.Б. Анализ эффективности теплонасосных систем утилизации теплоты канализационных стоков для теплоснабжений социальных объектов / Л.Б. Зимин, Н.М. Фиалко // Промышленная теплотехника. – 2008. – №1. – С. 142 - 160.
28. Кордас О. Моделирование энергетических характеристик геотермальных систем / О. Кордас, Е.И. Никифорович // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – № 1. –С. 211-243.
29. Carvalho A.D. Ground source heat pump carbon emissions and primary energy reduction potential for heating in buildings in Europe – results of a case study in Portugal./ A.D. Carvalho, D. Mendrinos, A.T. De Almeida// Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. – pp. 755–768.
30. Zimny J. Heat pump market between 2000 and 2013: European background, current state and development prospects;/ J. Zimny, P. Michalak, K. Szczotka // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2015. -pp. 791–812.
31. Liao C. Energetic and exergetic efficiencies of CHP (combined heat and power) plants used in district heating systems of China/ C. Liao, I.S. Ertesvåg, J.Zhao // Energy . – 2013.- pp. 671-681.

32. Sayegh M.A. Trends of European research and development in district heating technologies/, M.A. Sayegh, J. Danielewicz, T. Nannou // Renewable and Sustainable Energy Reviews. -2017. –pp. 1183–1192.
33. Інтернет ресурс: www.ceati.com.
34. Шубин Е. П. Основные вопросы проектирования систем теплоснабжения городов / Е. П. Шубин// Энергия. - 1979. –С. 154-170.
35. Теплофизические свойства водного раствора этиленгликоля [Электронный ресурс] // Режим доступа – <http://www.dpva.info/Guide/GuideMedias/Antifreeze/MEGwaterProperties/>
36. Nowak T. European heat pump market and statistics report 2015. Technical report. Brussels/ T. Nowak, P. Westring// The European Heat Pump Association AISBL (EHPA). – 2015. – pp. 24-30.
37. Kostikov A. O.. The influence of the thermal state of the soil on the efficiency of a heat pump installation with an underground heat exchanger./A. O. Kostikov// Power engineering: economics, technology, ecology. – 2009. - pp. 32-40.
38. Basok B. I. Dynamics of heat transfer in a groundless rectilinear single pipe element (heat exchanger)./ B. I.Basok, A. A. Avramenko, S. S. Ryzhkov // Ukraine: Industrial heat engineering.- 2009. - №1. – pp. 62-67.
39. Steward, F. R. Optimum arrangement and use of heat pumps in recovery waste heat / F. R. Steward //Energy Conversion Mgmt. – 1984. – № 2. – pp. 123–129.
40. Morozjuk, T. V. The theory of chillers and heat pumps/ T. V. Morozjuk //Studija «Negociant». - 2006. -pp. 521-550.
41. Bezrodny M. K. Analysis of energy and environmental aspects of waste heat recovery of the industrial gases./ M. K. Bezrodny, S. O. Khavin // Ecotechnologies and resource saving. -2003. - №1. – pp. 21-25.
42. Безродний М.К. Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів/М. К. Безродний, С.О.Ословський//Енергетика:економіка, технології, екологія.– 2018.–№ 3.–С.95–103.
43. <https://www.nibe-evan.ru/>.
44. <http://aerostar.in.ua/>.
45. <http://meteo.gov.ua/>.
46. Безродный М. К. Анализ комбинированной теплонасосной схемы отопления с использованием теплоты атмосферного воздуха и сточных вод здания / М. К. Безродный, Н. А. Притула С. А. Ословский, // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2018. –№ 5. – С. 12–20.
47. Безродний М. К. Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод / М. К. Безродний, Н. О. Притула, С. О. Ословський // Наукові вісті НТУУ «КПІ». – 2018. – № 1. – С. 7–15.

ДОДАТОК А

ЗАТВЕРДЖУЮ

Декан теплоенергетичного
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

ЗАТВЕРДЖУЮ

(керівник підприємства, організації)

(ініціали, прізвище)
« ____ » _____ 20__ р.
прізвище)

(ініціали,
« ____ » _____ 20__ р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

на науково-дослідну роботу

«Аналіз комбінованих теплонасосних систем опалення та вентиляції з використанням низькотемпературних джерел енергії»

1. Термін виконання роботи

Початок – 1.09. 2017 р.

Закінчення – 20.05. 2019 р.

2. Обґрунтування для виконання роботи

Аналіз термодинамічної ефективності використання додаткових низькотемпературних джерел теплоти в теплонасосних схемах опалення та вентиляції в залежності від змінних визначальних величин роботи системи; дослідити запропоновані схеми на прикладі конкретних об'єктів теплопостачання

3. Мета роботи

Аналізувати сучасний стан та перспективи розвитку теплонасосних технологій в кліматичних умовах України; оцінити термодинамічну ефективність комбінованих схем теплонасосного опалення та вентиляції; залежності порівняння ефективності запропонованих схем із вихідними

4. Зміст основних етапів виконання роботи

Отримання завдання; літературний огляд; оцінка термодинамічної ефективності теплонасосних схем опалення та вентиляції; порівняльний аналіз різних схем; застосування розроблених рішень на прикладі конкретних об'єктів; розробка стартап-проекту на основі розроблених схем; оформлення та подання дисертації.

5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи

5.1. Магістерська дисертація.

5.2. Довідка про впровадження результатів.

6. Порядок розгляду і приймання роботи

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

(підпис) (посада, ініціали, прізвище)
« ____ » _____ 20__ р.

Виконавець

Студент гр. ТП – 71 мн,
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського

(підпис) (ініціали, прізвище)
« ____ » _____ 20__

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ Ословського Сергія Олексійовича

№ п/п	Найменування праць	Руко-писні або друко-вані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кіль-кість друко-ваних аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	2	3	4	5	6
1.	Погодо залежне опалення житлових та громадських приміщень. Частина II. Експлуатаційні особливості	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету, м. Київ, 18–21 квітня 2016 р. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – с.165-166.	1 стор.	Сологуб А. І. Гавриш А. С.
2.	«Blue oil» as alternative fuel	Друк	Innovations in Science and Technology: the XVII All-Ukrainian R&D Students Conference Proceeding, (Kyiv, November 22, 2016) / National Technical University of Ukraine 'Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute'. – Part I. – Kyiv, 2016. – p.116-117.	1 стор.	Барабаш П.О. Бойко І.В.
3.	Погодо залежне опалення житлових та громадських приміщень. Частина I. Регулювання температури опалення	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, присвяченої 85 річчю теплоенергетичного факультету, м. Київ, 18–21 квітня 2016 р. У 2 т. – К. : НТУУ «КПІ», 2016. – Т. 1. – с.168-169.	1 стор.	Сологуб А. І. Гавриш А.С.

1	2	3	4	5	6
4.	Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1. – с.160-161.	1 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
5.	Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод	Друк	Фізико-технічні проблеми енергетики та шляхи їх вирішення 2017 (ФТПЕШВ-2017): Матеріали всеукраїнської науково-технічної конференції, 20-21 червня 2017 р., м. Харків. – Х.: ХНУ імені В.Н. Каразіна. – с.41-42.	1 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
6.	Thermodynamic analysis of the efficiency of using waste water as an additional source of heat in a heat pump heating scheme	Друк	Science and Technology of the XXI Century : the XVIII All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding, (Kyiv, December 07, 2017) / National Technical University of Ukraine _Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute_. – Part I. – Kyiv, 2017. – p. 54-56.	2 стор.	Безродний М.К. Шиліна Л.І.
7.	Енергозбереження: проблема якості енергії	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – с. 24-25.	1 стор.	Куделя П.П.

1	2	3	4	5	6
8.	Система теплонасосного опалення, що використовує теплоту атмосферного повітря та стічних вод будинку, її термодинамічна ефективність	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів і студентів, м. Київ, 24–27 квітня 2018 р. У 2 т. – К. : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. –с. 25-26	1 стор.	Безродний М.К.
9.	Енергозбереження: проблема якості енергії	На правах рукопису	Робота на XVII Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2017-2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»	24стор	Куделя П.П.
10.	Аналіз ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти атмосферного повітря та стічних вод будинку	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Енергоефективність в галузях економіки України-2017»: 25-28 жовтня 2017 р., м. Вінниця - Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/egcu2017/paper/view/3353	4 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
11.	Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод	Друк	Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» «Наукові вісті» Міжнародний науково-технічний журнал № 1 (1170) – 2018 – с. 7 – 16.	8стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
12.	Аналіз термодинамічної ефективності теплонасосної схеми опалення з використанням теплоти ґрунту та стічних вод	Друк	Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали VIII Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2017. — с. 243-245.	2 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
13.	Аналіз комбінованої теплонасосної схеми опалення з використанням атмосферного повітря та стічних вод будинку	Друк	Журнал «Енерготехнології та ресурсозбереження» Інститут газу НАН України - № 1 -2018.- с. 3-11	8стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.

1	2	3	4	5	6
14.	Thermodynamic efficiency of heat pump heating and ventilation scheme using the heat of ground and ventilation emissions	Друк	Science and Technology of the XXI Century : the XIX All-Ukrainian Students R&D Conference Proceeding, (Kyiv, November 29, 2018) / National Technical University of Ukraine „Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute“. – Part I. – Kyiv, 2018. – P. 122.	2 стор.	Безродний М.К. Лисенко Т.П.
15.	Система теплонасосного опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів, її енергоефективність	Електронне видання	Міжнародна науково-технічна конференція «Інноваційні технології в будівництві-2018»: 14-15 листопада 2018 р., м. Вінниця - Режим доступу: https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/itb/itb2018/index	3 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
16.	Термодинамічна ефективність теплонасосної схеми опалення та вентиляції з використанням теплоти ґрунту і вентиляційних викидів	Друк	Інновації в судобудуванні та океанотехніці : Матеріали ІХ Міжнародної науково-технічної конференції. — Миколаїв : НУК, 2018. — С.211.	3 стор.	Притула Н.О. Безродний М.К.
17.	Енергоефективність теплонасосно-рекуператорної системи водяного опалення і вентиляції з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів	Друк	Науковий журнал «Енергетика: економіка, технології, екологія.» – 2018. – № 3. – с.95-103	9 стор.	Безродний М. К.
18.	Комбінована теплонасосна схема опалення і вентиляції виробничої будівлі з використанням теплоти ґрунту та вентиляційних викидів	На правах рукопису	Робота на XVIII Всеукраїнський конкурс «Молодь – енергетиці України – 2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»	24 стор	Безродний М. К.

За матеріалами публікацій та виступів на конференціях отриманий студентом кафедри теоретичної та промислової теплотехніки Ословський Сергієм Олексійовичем Диплом II-го ступеня за активну участь у XV міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» та з нагоди дня науки; Диплом II-го ступеня за активну участь в номінації «Енергозбереження та енергоменеджмент» серед студентів у XVI міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрів, студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», та з нагоди дня науки; Диплом учасника XVII Всеукраїнського конкурсу «Молодь – енергетиці

України – 2017-2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»; Диплом II-го ступеня в номінації серед студентів «економіка енергетики» XVIII Всеукраїнського конкурсу «Молодь – енергетиці України –2018: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків»; Подяка кращому студенту 5-го курсу кафедри Теоретичної та промислової теплотехніки за визначні здобутки у навчанні та активну участь в науково-дослідній роботі й громадському житті кафедри та університету.

Список наукових праць Ословського С. О.: усього 18 найменувань, 4 дипломи, 1 подяка. Список наведений на 5 сторінках.

Автор

Ословський С. О.